



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**MECHANICKÉ ZAJIŠTĚNÍ HYDRAULICKÝCH
ZDVIHACÍCH SYSTÉMŮ PRO JEVIŠTNÍ TECHNIKU**

MECHANICAL SECURING OF HYDRAULIC LIFTING SYSTEMS FOR STAGE TECHNOLOGY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vojtěch Drha

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Vojtěch Drha**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **Ing. Jan Pavlík, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Mechanické zajištění hydraulických zdvihacích systémů pro jevištní techniku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je navrhnout mechanické zajištění hydraulických zdvihacích systémů pro jevištní techniku, které bude umožňovat zajištění v libovolné poloze zdvihu. Technické parametry budou stanoveny v diplomové práci. Zadání je řešeno ve spolupráci s firmou Bosch Rexroth, spol. s.r.o. v Brně.

Cíle diplomové práce:

1. Analýza problematiky.
2. Návrh variant řešení a jejich technickoekonomické zhodnocení.
3. Konstrukční návrh zařízení – 3D.
4. Výpočtová zpráva.
5. Výkresová dokumentace vybraných uzlů.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., Ch.R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: Naladatelství VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

ČSN online [online]. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2018 [cit. 2018-3-26]. Dostupné z: csnonline.agentura-cas.cz.

Infozdroje.cz. Infozdroje.cz [online]. Praha: Albertina icome Praha s.r.o., 2018 [cit. 2018-3-26]. Dostupné z: www.infozdroje.cz.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Náplní diplomové práce je návrh mechanického jištění polohy hydraulických zdvihacích systémů pro jevištní techniku. První část práce se zabývá přehledem současného stavu v oblasti zdvihacích systémů a způsobů jejich jištění. Druhá část obsahuje stanovení technických parametrů a konstrukční návrh vybraného řešení, který je podložen návrhovými a kontrolními výpočty. Závěrečná část práce podrobuje navrhnuté zařízení analýze z hlediska bezpečnosti.

ABSTRACT

The aim of this thesis is to design a mechanical position securing of hydraulic elevating systems for stage technology. The first part includes an overview of present state of elevating systems and their securing solutions. The second part determines technical parameters and design of a chosen solution together with control and design calculations. Final part analyses suggested solution in terms of security.

KLÍČOVÁ SLOVA

Jevištní technika, hydraulické zdvihací systémy, mechanické jištění polohy, šroubový zvedák.

KEYWORDS

Stage technology, hydraulic lifting systems, mechanical position securing, screw jack.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DRHA, V. *Mechanické zajištění hydraulických zdvihacích systémů pro jevištní techniku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 83 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D..

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu práce Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za vstřícný přístup a rady, které mi při vypracování diplomové práce poskytl. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Petru Suchomelovi a jeho týmu konstruktérů za ochotu, cenné rady a umožnění podílet se na zajímavých projektech. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodině za podporu během studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25.5.2018

.....

Drha Vojtěch

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	17
2.1	Zdvihací systémy pro jevištní techniku.....	18
2.1.1	Hydraulické zdvihací systémy s přímým spojením	18
2.1.2	Hydraulické zdvihací systémy s nepřímým spojením	19
2.1.3	Elektromechanické zdvihací systémy	20
2.2	Způsoby jištění polohy	21
2.2.1	Jištění polohy hydraulických zdvihacích systémů s přímým spojením pohonu	21
2.2.2	Jištění polohy hydraulických zdvihacích systémů s nepřímým spojením pohonu	23
2.2.3	Jištění polohy elektromechanických zdvihacích systému.....	24
2.3	Požadavky na pojistné mechanismy kladené normami.....	25
3	STANOVENÍ POŽADAVKŮ	27
3.1	Stanovení základních parametrů a požadavků	27
4	NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ.....	29
4.1	Volba koncepce	29
4.1.1	Výsuvný čep.....	29
4.1.2	Úložný polohovaný prvek	31
4.1.3	Zhodnocení a výběr vhodné koncepce.....	33
4.2	Funkční princip	35
5	KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZAŘÍZENÍ	37
5.1	Polohovaná pojistná tyč	37
5.1.1	Pojistná tyč nesouosá s pohybovým šroubem.....	37
5.1.2	Pojistná tyč souosá s pohybovým šroubem	39
5.1.3	Pohybové ústrojí	42
5.1.4	Konstrukční uzly	46
5.2	Výsuvný čep.....	50
5.2.1	Pohon posuvu čepu	51
5.2.2	Konstrukční prvky	52
6	VÝPOČETNÍ ČÁST	53
6.1	Výpočet pojistného čepu	53
6.2	Výpočet pojistné tyče	56
6.2.1	MKP pojistné tyče v místě připojení na matici.....	58
6.3	Výpočet pohybového ústrojí	60
6.3.1	Určení pracovního cyklu	60
6.3.2	Návrh šroubového zvedáku.....	61
6.3.3	Návrh pohonu.....	64
6.3.4	Návrh brzdy	67
6.3.5	Návrh kuželové převodovky	68
6.4	Pohon čepu	68
7	VYHODNOCENÍ BEZPEČNOSTI.....	71
8	ZÁVĚR.....	73
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	75
10	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	77

11	SEZNAM PŘÍLOH	83
-----------	----------------------------	-----------

1 ÚVOD

Počátky divadelních vystoupení sahají až do starověku, kdy byly do jisté míry součástí náboženských obřadů a rituálů. Následně docházelo ke vzniku nových druhů vystoupení a zvyšování požadavků na jevištní techniku. Mezi tyto požadavky například spadá výškové přenastavení hlediště případně jeho otáčení, spouštění nebo vyjetí vystupujících na scénu a vytváření vizuálních efektů pomocí osvětlení. Do oblasti jevištní techniky nespadají pouze divadla ale i kulturní domy, multifunkční sály, kina, koncertní pódia, v dnešní době i sportovní haly a stadiony. Projektováním těchto technologií se zabývají specializované firmy případně konstrukční oddělení větších společností. Takovýmto případem je i společnost Bosch Rexroth, která je zároveň zadavatelem této diplomové práce.

Náplní diplomové práce je návrh mechanického zajištění polohy hydraulických zdvihacích systémů pro jevištní techniku, které bude sloužit k dlouhodobému uložení hlavních jevištních stolů v klidové poloze. Zadavatelská společnost pro tyto účely využívá různých zařízení, které umožňují uložení stolu v krocích daných konstrukcí pojistného mechanismu. V nových projektech si zákazníci kladou za požadavek uložení stolu v libovolné poloze, z čehož vyplývá nutnost navržení nového mechanismu.

První část diplomové práce se zabývá zdvihacími systémy a způsoby jejich zajištění v klidovém stavu.

V následující části je provedeno stanovení požadavků na jejichž základě je vybráno vhodné řešení. Následně je proveden konstrukční návrh doplněný o základní výpočty. Dále je proveden popis funkčního principu zařízení a jeho návaznosti na jevištní technologická zařízení se kterými je jeho funkce spjata.

Jelikož se jedná o bezpečnostní prvek je v poslední části práce provedeno posouzení navrhnutého zařízení z hlediska bezpečnosti.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Jevištní scény větších divadel jsou tvořeny zvedanými jevištními stoly, tyto stoly se dále dělí na primární a sekundární. Primární stoly bývají umístěny v jevištní jámě složené do sestav z několika kusů. Vedení těchto stolů je umístěno v bočních konstrukcích. Přestavením jejich zdvihu dochází k vytváření různých prohlubní, odstupňování případně šikmin, čímž je dosaženo vytvoření požadované scénografie představení. Primární stoly mohou být dále vybaveny sekundárními stoly, které jsou umístěny v jejich konstrukci. Jejich polohováním je dosaženo rozšíření možností tvorby scény. Dalším přídatným zařízením mohou být například kazetové točny uložené mimo jeviště a při jejich potřebě jsou vysunuty na sestavu primárních stolů zarovnaných v jedné rovině. Kompletní sestava těchto prvků se označuje jako „Spodní scéna divadla“. Na obr. 1 je zobrazena spodní scéna nového plzeňského Divadla Josefa Kajetána Tyla s výškově přestavenými sekundárními stoly.



Obr. 1) Spodní scéna nového Divadla Josefa Kajetána Tyla v Plzni [1]

2.1 Zdvihací systémy pro jevištní techniku

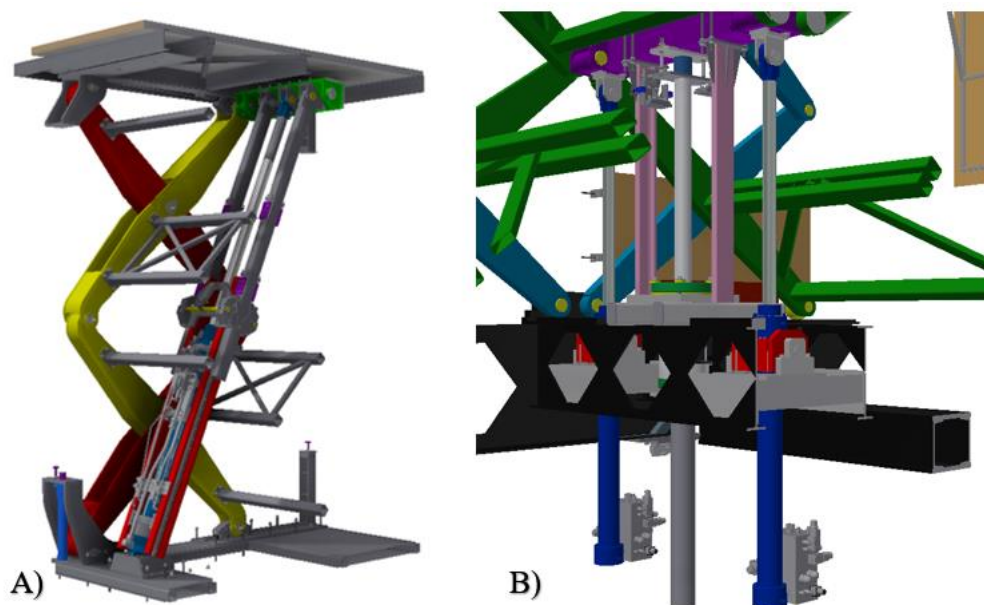
Pohony stolů se realizují pomocí hydraulických nebo elektromechanických zdvihacích systémů. Hydraulické zdvihací systémy se dále mohou dělit podle provedení spojení pohonu s pohybující se částí na systémy s přímým spojením a, nebo nepřímým spojením pohonu s břemenem. O vhodnosti použití daného způsobu jak z hlediska typu pohonné jednotky, tak i z hlediska spojení rozhodují zástavbové prostory, konstrukční provedení jevištní technologie, požadavky zákazníka, výška zdvihu a zatížení. Obecně platí, že u stolů větších rozměrů a hmotností jsou použity zdvihací systémy s nepřímým spojením.

Zdvihací systémy jsou podle nařízení norem, kterými se jevištní technika řídí, nutné kromě pohonu, vybavit nezávislým mechanickým jištěním polohy. Úkolem jištění je zabránit samovolnému pohybu technologie při případné poruše pohonu. K zajištění polohy se využívají brzdy v různých provedeních nebo mechanismy navrhnuté pro tento účel. V následující části kap. 2 jsou popsány základní způsoby realizací zdvihacích systémů a jejich jištění používaných firmou Bosch Rexroth. Požadavky kladené normami na polohovací mechanismy v oblasti jevištní techniky jsou rozebrány v podkapitole 2.3.

2.1.1 Hydraulické zdvihací systémy s přímým spojením

Hydraulické zdvihací systémy využívají jako pohonnou jednotku přímočaré nebo rotační hydromotory. Prvním způsobem realizace těchto zdvihacích systému je přímé spojení přímočarého hydromotoru s břemenem (jevištní stůl, výtah). Na obr. 2 A je plošina s nůžkovým mechanismem, kdy ze zástavbových rozměrů je přímočarý hydromotor s vedením uchycen pomocí čepů k základnímu rámu. Čepy umožňují naklápění hydromotoru s vedením během polohování, čímž je zajištěn plný rozsah zdvihu nůžkového mechanismu. [2]

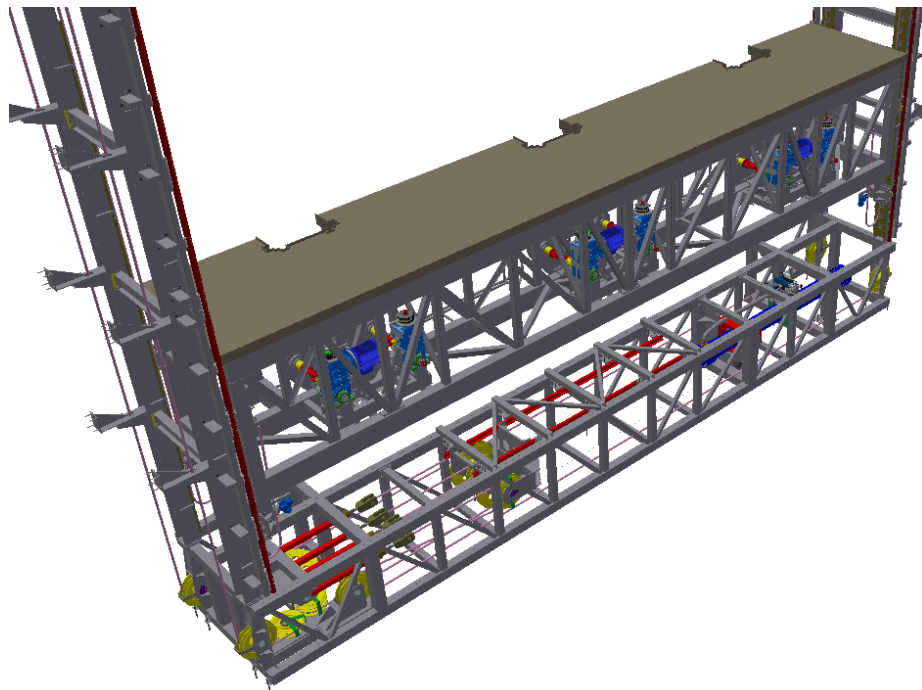
Další způsob přímého spojení je na obr. 2 B, zde je pro uchycení hydromotoru využito volného místa pod rámem, na kterém je uchycen nůžkový mechanismus. Díky tomu je zdvih plošiny vyvozen pouze pohybem pístnice. [3]



Obr. 2) Přímé napojení pohonu
A) Sklápěný hydromotor [2] B) Pevně uložený hydromotor [3]

2.1.2 Hydraulické zdvihací systémy s nepřímým spojením

Nepřímé spojení pohonu s břemenem se využívá hlavně z důvodu malých zástavbových rozměrů a velikosti zatížení. Nejčastěji se pro tento účel využívá přímočarých hydromotorů. Pohon může být umístěn v konstrukci pod nebo po stranách zvedaného stolu. Princip spočívá ve spojení přímočarého hydromotoru a kladkostroje. Lana kladkostroje jsou připevněna ke stolu a k mechanismu pro napínání lan. Tažení lan je zajištěno nosníkem s kladkami, který je připevněn na pístnici. Samotný zdvih stolu je vyvozen zasouváním a vysouváním pístnice hydromotoru a je přenesen pomocí lan a kladek na stůl. Na obr. 3 je zobrazena varianta s nepřímým spojením pohonu, který je umístěn v konstrukci pod stolem. Výhodou tohoto řešení jsou hlavně vysoké polohovací rychlosti. [4]



Obr. 3) Jevištní stůl s nepřímým spojením pohonu [4]

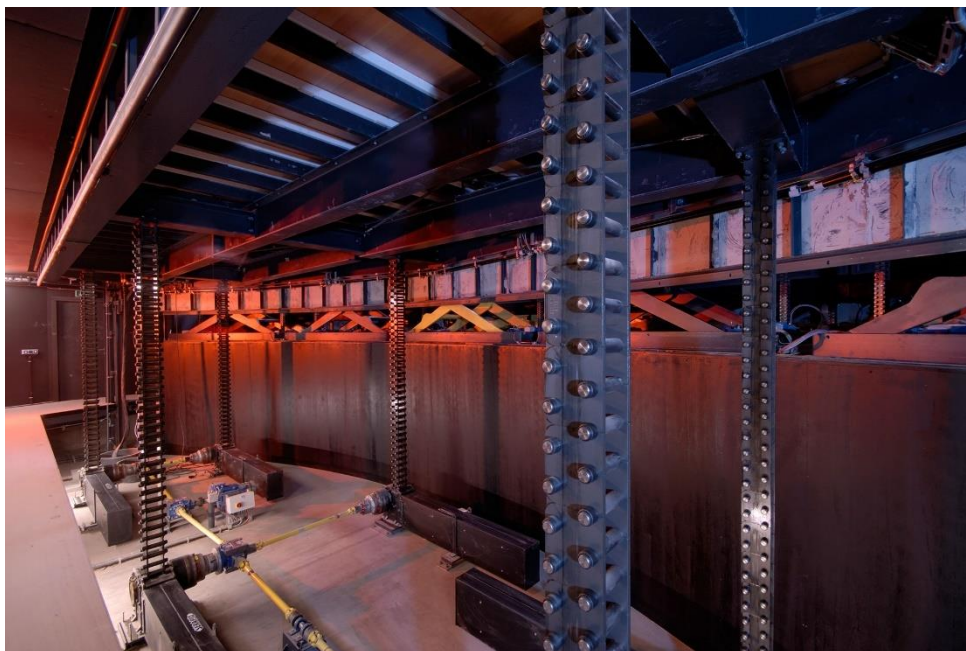
Tyto zdvihací systémy je dále možno realizovat pomocí lanového navijáku spojeného s kladkostrojem. Zdvih stolu je realizován odvíjením a navíjením lana na navijáky, které jsou poháněny rotačními hydromotory viz obr. 6.



Obr. 4) Pohon lanových navijáků rotačními hydromotory [5]

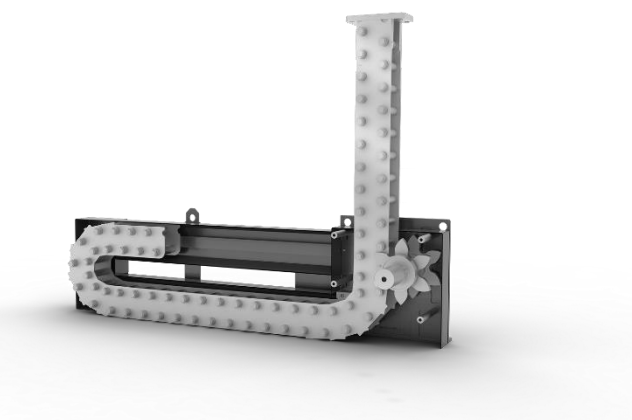
2.1.3 Elektromechanické zdvihací systémy

Zdvihací systémy využívající elektropohony jsou v dnešní době realizovány především pomocí tlačných řetězů poháněných rotačními elektromotory. Výhodami toho řešení jsou malé požadavky na zástavbové rozměry, což umožňuje umístění pohonu přímo pod stolem. Synchronizace při pohybu je většinou dosaženo pomocí mechanických rozvodů např. kardanovými hřídelemi. Na obr. 5 je zobrazen pohon složený z několika tlačných řetězů.



Obr. 5) Pohon s tlačnými řetězy [6]

Princip tlačných řetězů spočívá v odvíjení řetězu, který je složen ze zamykatelných článků umožňujících ohnutí řetězu pouze v jednom směru. Řetěz je uložen v zásobníku, ze kterého je odvíjen pomocí ozubených kol umístěných po stranách. Během odvíjení se řetěz narovná a pomocí tvarových styků na člancích dojde k jeho uzamčení a vytvoření pevného sloupce. Při spouštění dochází postupně k odemykání a skládání řetězu. Na obr. 6 je zobrazen řetězový zdvihací systém spol. Serapid. [7]



Obr. 6) Zdvihací systémem Linklift fa. Serapid [7]

Při návrhu pohonů s tlačnými řetězy je nutné vzít v potaz možnost zalomení řetězu v jednom směru, to by při nevhodném uspořádání mohlo mít za následek naklápění břemene. Z toho

vyplývá, že vhodným spořádáním je orientace řetězů proti sobě, kdy se řetězy zalamují opačným směrem a tím je dosaženo vzájemného podepření.

Dalším možným provedením je použití pohybových šroubů, respektive šroubových zvedáků. Pohon je zpravidla složen z několika zvedáků, které jsou pro synchronizaci spojeny rozvodovými hřídeli. Šroubové zvedáky se vyrábí ve dvou základních provedeních, a to s posuvným šroubem nebo s posuvnou maticí. Použití konkrétního provedení závisí na zástavbových prostorech a umístění zvedáku.

2.2 Způsoby jištění polohy

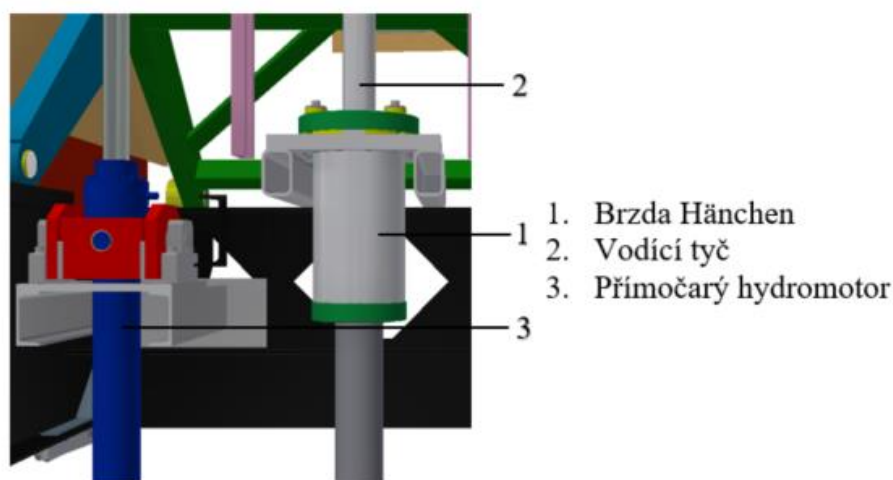
Podle způsobu realizace zdvihacího mechanismu se odvíjí i způsob jeho jištění polohy. Obecně se jištění polohy může dělit na jištění v klidovém stavu, které má za úkol zabránit samovolnému sjetí stolu z nastavené polohy. Tyto pojistné mechanismy slouží k dlouhodobému uložení stolů tak aby bylo zatížení pohonu přeneseno právě na tento mechanismus. Jejich konstrukce se odvíjí od počtu pojistných poloh a od působícího zatížení. Druhým druhem jištění je dynamické, jehož úkolem je zachytit břemeno v případě výpadku proudu nebo poruchy během polohování. V následujících podkapitolách jsou popsány způsoby jištění v klidové poloze. [8]

Dynamické jištění u níže popsaných jištění v klidovém stavu je zpravidla řešeno záložními zdroji elektrické energie, které zajistí bezpečné uložení techniky do pojistného mechanismu v případě výpadku. Hydraulické systémy jsou dále vybaveny ventily a zámky v hydraulickém obvodu. Elektromechanické systémy především využívají brzd různých provedení a samosvornosti. [8]

2.2.1 Jištění polohy hydraulických zdvihacích systémů s přímým spojením pohonu

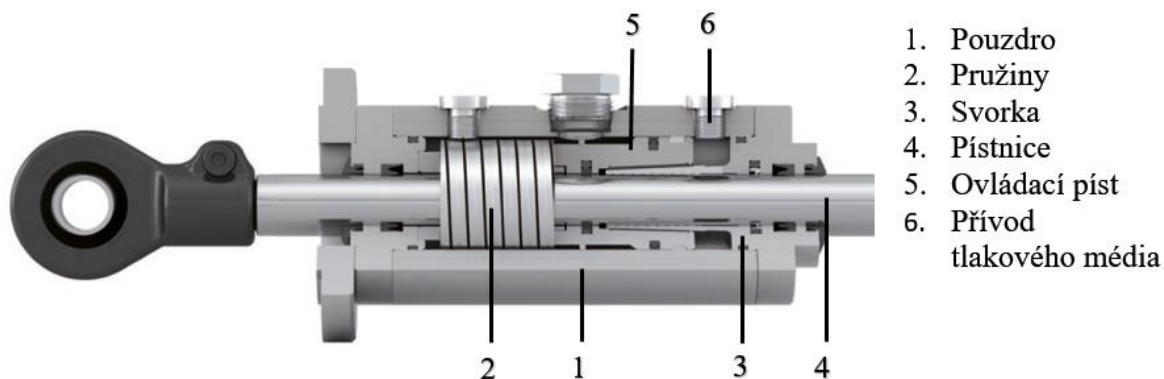
Mechanicko-hydraulické brzdy pístnic a tyčí kruhové průřezu

Jednou z možností zajištění polohy u přímo napojených pohonů je použití mechanické brzdy určené pro přímočaře pohybující se tyče kruhového průřezu. Na obr. 7 je zobrazeno jištění polohy u zdvihacího mechanismu z obrázku 2 B, brzda upevněná na rámu při zajištění svírá vodící tyč. Výhodou tohoto řešení je zajištění v libovolné poloze zdvihu. V tomto případě je použita brzda společnosti Hänchen. Výrobce nabízí brzdu jako samostatné zařízení nebo ji je možno vestavět přímo do přímočarého hydromotoru. [3]



Obr. 7) Jištění polohy pomocí mechanicko-hydraulické brzdy [3]

Zajištění polohy u brzdy spol. Hänchen (obr.8) je realizováno svorkou, která je k pístnici přitlačována ovládacím pístem. Píst je ke svorce přitlačován pomocí pružin, díky čemuž dojde k sevření pístnice (tyče) a jejímu zafixování. Uvolnění probíhá přívodem tlakové kapaliny pod píst, následkem toho dochází k jeho posunutí a uvolnění svorky fixující píst. [9]



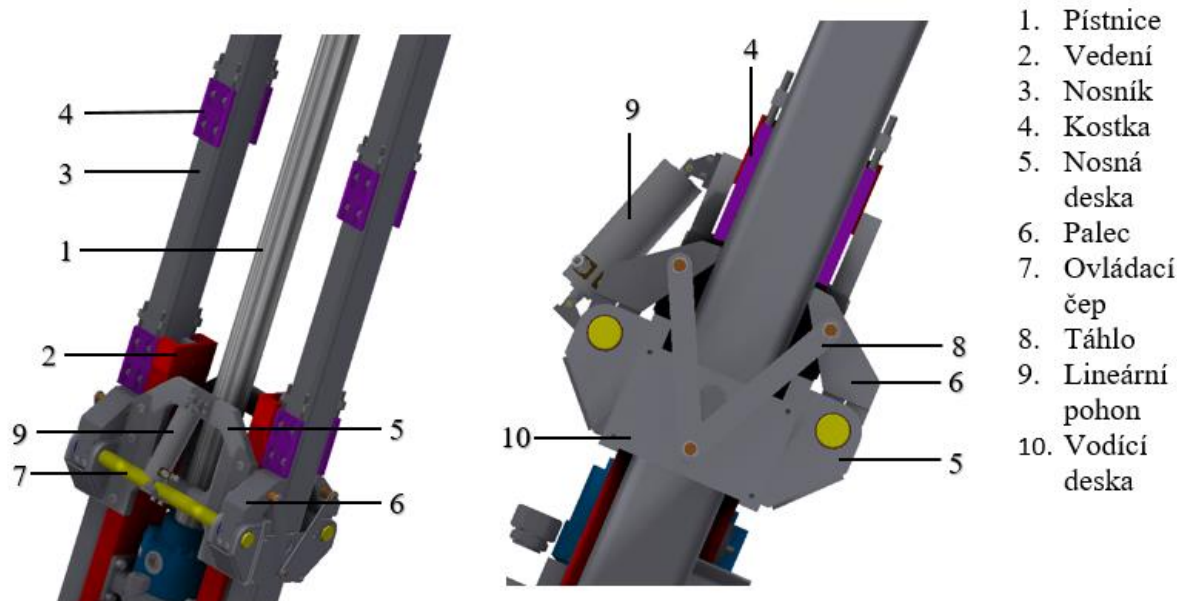
Obr. 8) Řez brzdou firmy Hänchen [9]

Klešťový mechanismus

Dalším provedením jištění polohy, které využívá spol. Bosch Rexroth u přímých pohonů jevištní techniky je klešťový mechanismus. Oproti předchozímu provedení klešťový mechanismus neumožňuje zajištění v libovolné poloze, ale pouze v krocích, které jsou určeny vzdáleností kostek a velikostí mechanismu. Na obr. 2 A je vidět uchycení mechanismu ve zdvihacím systému. [2]

Celý pojistný mechanismus (obr.9) je složený z nosníků, které jsou uloženy ve vedení a uchyceny společně s pístnicí na pohybujícím se břemenu. Při pohybu plošiny vzhůru nebo dolů nosníky kopírují pohyb pístnice. Na nosnících jsou připevněny kostky, které se opírou o kleště tím dojde k zajištění pohonu proti samovolnému sjetí. Hlavní částí mechanismu jsou kleště složené ze dvou nosných desek pevně uchycených na vedení. Na deskách jsou pomocí čepů uloženy palce. Dva protilehlé palce jsou spojeny pákovým mechanismem složeným ze dvou táhel uchycených pomocí čepu uloženého v drážce vodící desky. Rozvírání a uzavírání kleští je ovládáno pomocí lineárního pohonu, který pomocí svorky napojen na ovládací čep. [2]

K otevření kleští dojde vysunutím pístu pohonu, čímž dojde k pootočení čepu s palcem. Pohyb konce ovládaného palce je přenesen pomocí pákového mechanismu na protilehlý palec a tím je docíleno otevření kleští. Uzavření kleští probíhá obdobně a je vyvozeno zasunutím pístu pohonu. [2]



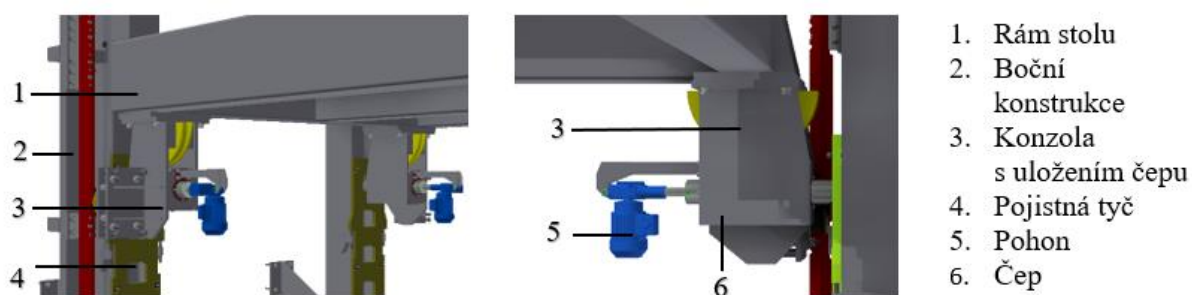
Obr. 9) Jištění polohy pomocí klešťového mechanismu [2]

2.2.2 Jištění polohy hydraulických zdvihacích systémů s nepřímým spojením pohonu

Výsuvný čep

Jedná se o základní způsob jištění polohy v klidovém stavu u zdvihacích systému s nepřímým spojením. Mechanismus je složen ze dvou základních částí, první částí je pojistná tyč s otvory čtvercového průřezu uchycená na bočním rámu vedle stolu. Druhou částí je čep uložený v pouzdru v konzoli umístěné na spodní straně rámu stolu. Čep je pomocí lineárního pohonu zasouván do otvorů v pojistné tyči. Na obr. 10 je zobrazeno jištění pomocí výsuvného čepu u stolu z obr. 3. Kroky, ve kterých je možné stůl zajistit jsou určeny roztečí otvorů v tyči. [1]

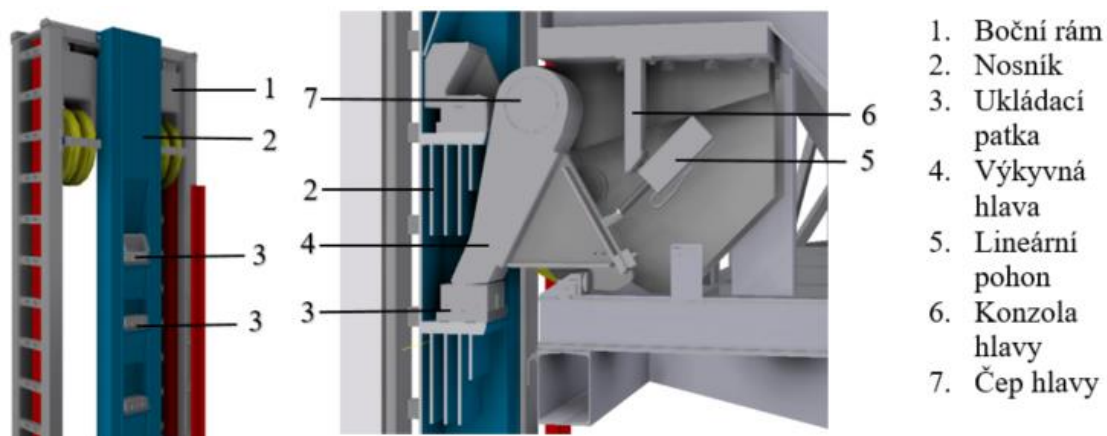
Průběh zajištění spočívá v njetí stolu mírně nad požadovanou polohu danou velikostí rastru kapes v pojistné tyči. Následuje vysunutí čepů do otvorů a následné sjetí stolu na stanovený zdvih. Tím dojde k uložení čepů na spodní plochy kapes a uložení stolu, čímž je přenesena zátěž z pohonů na ocelovou boční konstrukci. Při odjištění stolu dojde k nadzvednutí stolu a zasunutí čepů zpět do pouzder uchycených na stolu, poté je umožněno nové polohování stolu. Výška kapes v tyči musí být dostatečně velká, aby umožňovala nadzvednutí stolu s čepy do nich zasunutými. [1]



Obr. 10) Jištění polohy pomocí výsuvných čepů [4]

Výkyvná hlava

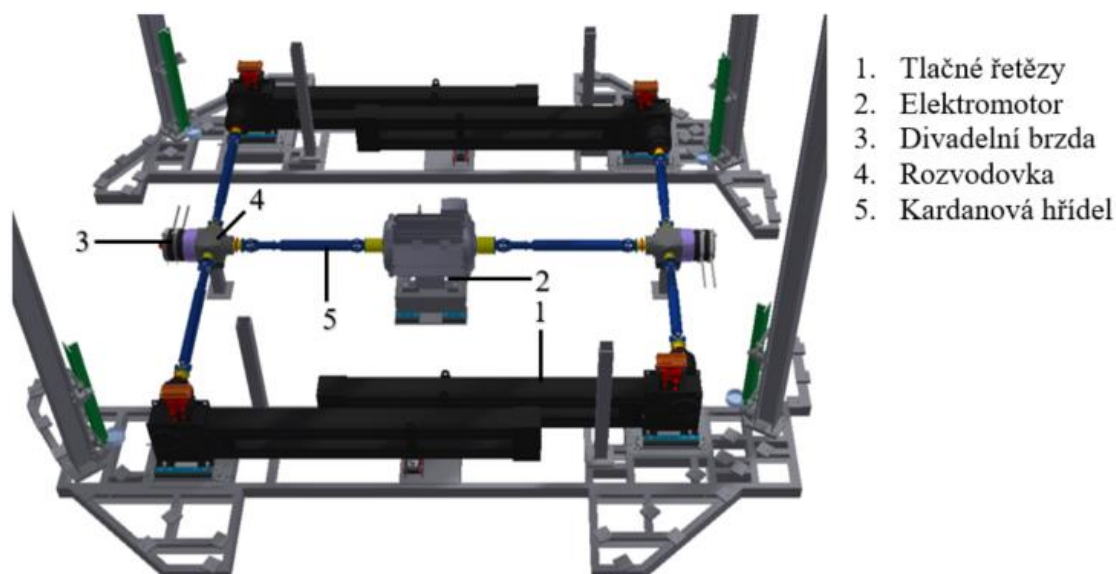
Jištění polohy pomocí výkyvné hlavy se používá u hydraulický zdvihacích systému s nepřímým spojením v klidovém stavu u velkých zatížení. Průběh zajištění a odjištění je stejný jako u předchozího způsobu, kdy místo vysunutí čepu dojde k vyklonění hlavy uchycené v konzoli uvnitř rámu stolu. Na obr. 11 je popis mechanismu s kyvnou hlavou, zatížení zobrazené jednotky je 1000 kN. [9]



Obr. 11) Jištění polohy pomocí výkyvné hlavy [10]

2.2.3 Jištění polohy elektromechanických zdvihacích systému

Elektromechanické systémy realizované tlačnými řetězy a šroubovými zvedáky využívají jako pojistné zařízení dvojité brzdy umístěné v sestavě pohonu. Používané brzdy se občas označují taky jako divadelní a vyznačují se sníženou hladinou hluku. Pokud jsou pro zajištění polohy použity pouze brzdy, musí být podle norem použity dvě nezávislé brzdy a musí být vybaveny ručním ovládáním. Na obr. 12 je pohon se čtyřmi tlačnými řetězy poháněnými jedním elektromotorem pomocí kardanových hřídel a rozvodovek. Pro zajištění polohy jsou použity dvoukruhové divadelní brzdy umístěné na rozvodovkách.



Obr. 12) Jištění polohy zdvihacích systémů s tlačnými řetězy [11]

2.3 Požadavky na pojistné mechanismy kladené normami

Stejně jako i jiné oblasti techniky tak i jevištní technika se řídí specifickými normami a ustanoveními, které zajišťují zabezpečení a ochranu obsluhy, vystupujících herců a návštěvníků divadel. Základními normami kladoucími bezpečnostní požadavky na jevištní techniku jsou česká norma ČSN 91 8112 a německá norma DIN 56950, která je uznávána na mezinárodní úrovni. Jelikož zadavatelská společnost dodává z velké části své technologie do zahraničí je zařízení navrhováno a posuzováno dle normy DIN 56950. Základní požadavky kladené normou na zdvihací systémy jsou: [8]

- přizpůsobení hnacího ústrojí, aby nedošlo k náhodným pohybům přenášejícím nebezpečí, mezi tyto pohyby například patří nekontrolovaná rychlost polohování nebo samovolný pohyb z klidové polohy. Vyloučení náhodných pohybů je dosaženo: [8]
 - samosvorností vyplývající z pohybu
 - minimálně dvou nezávisle působících bezpečnostních zařízení.

Bezpečnostními zařízeními mohou být například brzdy, ventily, svěrné čelisti nebo zámky. Tyto zařízení musí být schopny zachycení zatížení, tady uvést břemeno do klidu a v klidovém stavu je i udržet. Zajištění v klidovém stavu je možno provést uložením v blokovacím zařízení. V případě samosvornosti vyplývající z pohybu stačí jedno bezpečnostní zařízení. [8]

- přímým požadavkem na bezpečnostní zařízení je jeho konstrukční dimenzování. Zatěžovací zkoušky se provádí zkušebním břemenem. Zatížení od zkušebního břemena je rovno užitečnému zatížení vynásobeného koeficientem zkušebního zatížení viz rovnice 1. Koeficient zkušebního zatížení musí být minimálně roven 1. [8]

$$F_{Bř} = F_U \cdot k_{zk} \quad (1)$$

kde:

$F_{Bř}$ – zatížení vyvolané zkušebním břemenem [N]

F_U – užitečné zatížení [N]

k_{zk} – koeficient zkušebního zatížení ≥ 1 [-]

- hladina hluku vyvolaného strojním zařízením nesmí překročit přípustnou mez, což by mohlo mít za následek poškození sluchu, případně jiné újmy spojené s hlukem např. ztráta rovnováhy nebo ochabnutí pozornosti. [7]
- vypracování analýzy rizik, kdy musí být stanoveny všechny možné nebezpečí, nebezpečné situace a události, které mohou nastat v souvislosti s používáním zařízení. Analýza je založena na „Seznamu možných nebezpečí“ podle DIN EN 414. [8]

3 STANOVENÍ POŽADAVKŮ

Cílem této kapitoly diplomové práce je stanovení základních požadavků a provedení návrhu možných řešení. Jednotlivé podkapitoly jsou věnovány stanovení požadavků, návrhu možných řešení a jejich vyhodnocení na základě kterého je vybrána vhodná varianta pro konstrukční návrh.

3.1 Stanovení základních parametrů a požadavků

Zadáním práce je návrh mechanického zajištění hydraulických zdvihacích systémů pro jevištní techniku. V kapitole 2 byly zdvihací systémy rozděleny na systémy s přímým nebo nepřímým spojením pohonu s břemenem. Podle provedení zdvihacího systému se liší i provedení pojistných mechanismů. Na základě požadavků zadavatele bylo rozhodnuto, že náplní diplomové práce bude návrh pojistného mechanismus pro zdvihací systémy s nepřímým spojením pohonu. Úkolem zařízení má být zajištění polohy v klidovém stavu, tedy v okamžiku, kdy je stůl nastaven do požadované polohy, čímž dojde k přenesení zatížení pohonů na pojistný mechanismus. Doba zajištění stolu v dané poloze je různá, může se pohybovat v rámci dnů i týdnů. Mechanismus má pro zajištění využívat výsuvných čepů a oproti stávajícím řešením musí umožňovat uložení stolu v libovolné poloze. Požadavek uložení pomocí čepů vychází z dobrých zkušeností zadavatele s tímto způsobem. Při návrhu konstrukčního řešení zároveň probíhá v rámci společnosti i návrh řídicího systému pro tuto aplikaci, tedy je nutno brát v potaz i požadavky programátorů.

Základní parametry pro návrh zařízení (tab. 1) jsou dány stávajícím projektem spol. Bosch Rexroth, u kterého je požadavkem zákazníka umožnění uložení stolu v libovolné poloze.

Tab 1) Základní parametry pro návrh zařízení

<i>Parametr</i>	<i>Značka</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Váha stolu</i>	m_s	25000	kg
<i>Maximální statická zátěž stolu</i>	q_{st}	500	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}$
<i>Zdvih stolu</i>	h_s	5,635	m
<i>Rozměry stolu (délka x šířka)</i>	$l_s \times \check{s}_s$	12×3	$\text{m} \times \text{m}$
<i>Rychlost polohování stolu</i>	v_s	0,5	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

Celková užitná plocha stolu

$$s_s = l_s \cdot \check{s}_s \quad (2)$$

$$s_s = 12 \cdot 3 = 36 \text{ m}^2$$

Váha statické zátěže působící na celé ploše stolu

$$m_{st} = q_{st} \cdot s_s \quad (3)$$

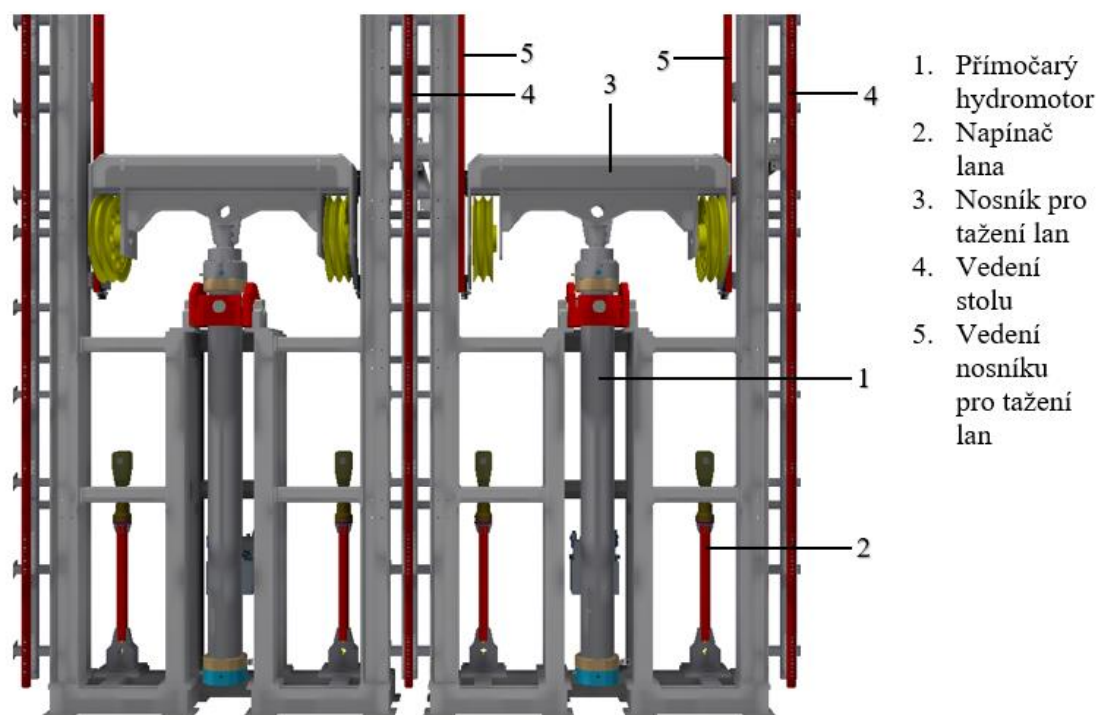
$$m_{st} = 500 \cdot 36 = 18000 \text{ kg}$$

Celkové zatížení vyvozené hmotností stolu a statickým zatížením je tedy rovno

$$F_c = (m_s + m_{st}) \cdot g \quad (4)$$

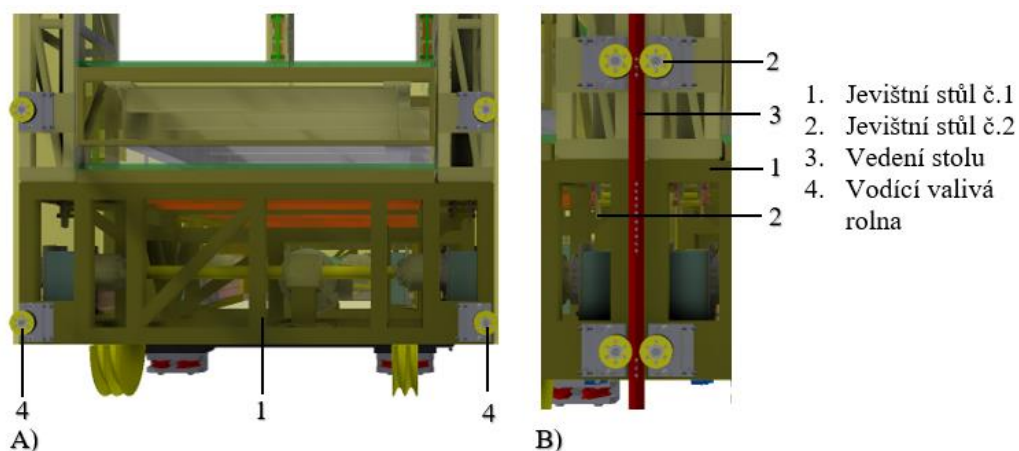
$$F_c = (25000 + 18000) \cdot 9,81 = 421685 \text{ N}$$

Stůl je uložen v boční konstrukci, ve které je umístěn přímočarý hydromotor s kladkostrojem a mechanismem pro napínání lan, vedení stolu a nosník pro tažení lan. Na obr. 13 je zobrazena část boční konstrukce, ve které bude pojistné zařízení umístěno.



Obr. 13) Boční konstrukce [12]

Vedení stolu je zajištěno tyčemi čtvercového průřezu a valivými rolnami a je umístěno tak, aby jedna vodící tyč umožňovala stabilizaci dvou sousedních stolů viz obr. 14. Požadavky kladené normami jsou popsány v kapitole 2.



Obr. 14) Vedení jevištních stolů [12]

A) Umístění vodících prvků na stole B) Vedení dvou sousedních stolů

4 NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ

Před návrhem vhodného řešení je nutné nejprve shrnout základní požadavky stanovené v předchozí kapitole. Požadavky na pojistný mechanismus, ze kterých se při návrhu zařízení vychází tedy jsou:

- zajištění v libovolné poloze zdvihu stolu
- uložení pomocí čepů
- dlouhodobé uložení stolu v nastavené poloze

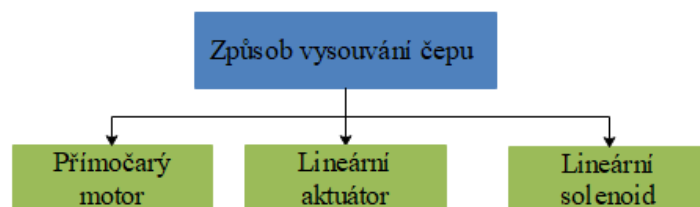
Navrhovaný mechanismus je tedy složen ze dvou částí, kterými jsou posuvný čep umístěný na stolu a polohovaný úložný prvek vedený v boční konstrukci. Čep je uchycen na spodní straně rámu stolu a úložný prvek je veden v boční konstrukci. Pro uložení stolu bude použito celkem čtyř jednotek rozmístěných v párech po bocích stolu.

4.1 Volba koncepce

V první fázi návrhu zařízení je nejprve nutné stanovit základní koncepci toho, jak zařízení bude fungovat a jaké prvky budou použity. Toho se docílí provedením rozboru a návrhem různých řešení, které se následně porovnají jak z technického, tak i ekonomického hlediska. Jak již bylo zmíněno, pojistné čepy s jejich polohováním budou umístěny na spodní straně konstrukce jevištního stolu a polohovaný pojistný prvek bude veden v boční konstrukci. Všechny prvky je nutné navrhovat tak aby je bylo možné vestavět do těchto částí.

4.1.1 Výsuvný čep

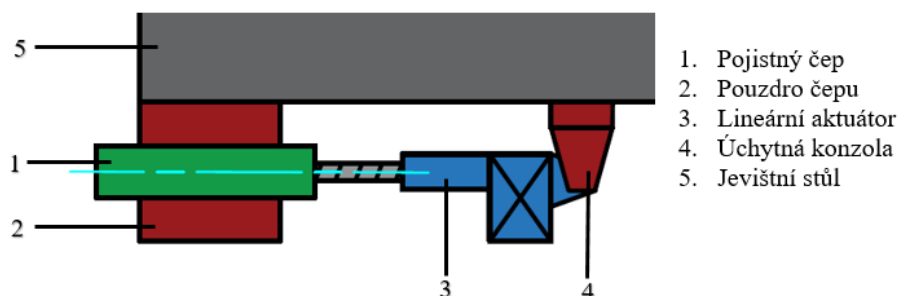
Posuv čepu lze realizovat hned několika způsoby, tyto způsoby jsou zobrazeny na obr. 15.



Obr. 15) Možnosti posuvu čepu

Posuv lineárním aktuátorem

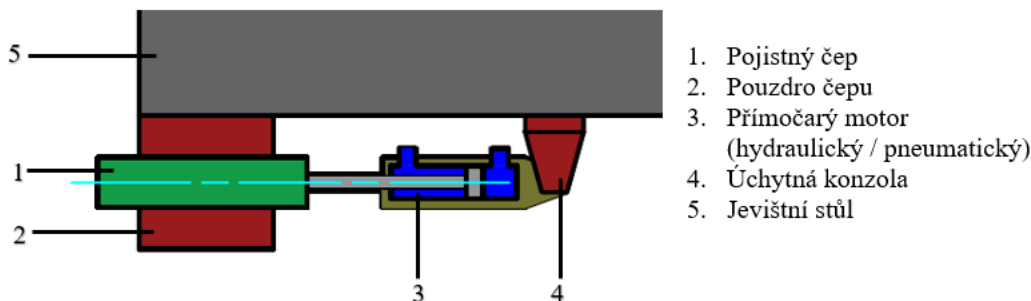
První varianta je znázorněna obr. 16. Čep je uložen v pouzdru, které je připevněno ke stolu. Čep je připojen k aktuátoru přichyceném ke stolu pomocí úchytné konzoly s okem. Výhodou tohoto řešení je zajištěný přívod elektrické energie do stolu pro pohon vnitřní plošiny, což lze použít i pro pohon čepů.



Obr. 16) Polohování čepu lineárním aktuátorem – návrhové schéma

Posuv pomocí přímočarých motorů

Druhou možností je použití lineárních motorů (obr. 17), ať již hydraulických nebo pneumatických. Způsob uložení jednotlivých prvků je stejný jako v předchozím případě. Nevýhodou je nutnost sestavení obvodů pro přívod tlakových médií a jejich obtížné umístění ve stolu.



Obr. 17) Polohování čepu přímočarými pohony – návrhové schéma

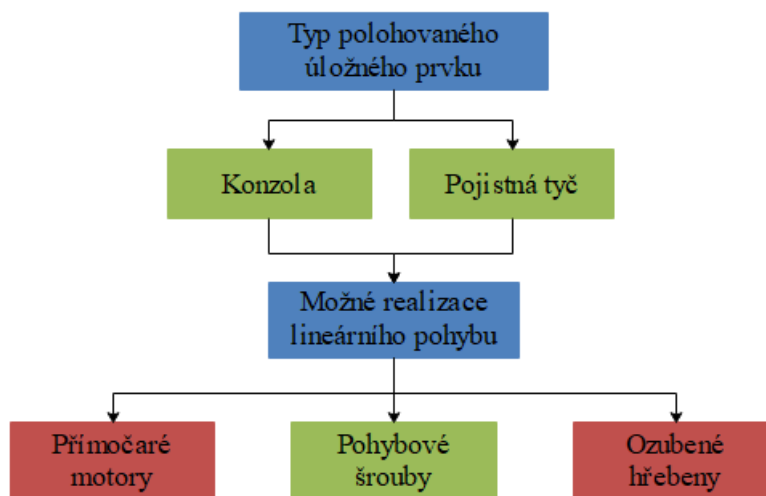
Další možností, kterou lze vzít v potaz je použití lineárních solenoidů. Zde se nabízí použití monostabilního solenoidu (obr. 18). Tyto solenoidy jsou vybaveny permanentními magnety pro udržení kotvy ve vysunutém stavu, uvolnění je dosaženo elektrickým impulzem. Zasednutí kotvy a zajištění v tomto stavu je provedeno pomocí tlačné pružiny. Z funkčního principu vyplývá i největší výhoda bistabilních solenoidů, a to že nevyžadují záložní napájení. Dále to jsou například nižší ohřevy oproti běžným provedením, jelikož elektromagnetická síla se používá pouze k polohování. Hlavní nevýhody jsou velmi malé zdvihy a malé pracovní síly.



Obr. 18) Bistabilní solenoid fa. KENDRION [13]

4.1.2 Úložný polohovaný prvek

Schéma uvedené na obr. 19 zobrazuje možné provedení úložného prvku a způsoby provedení přímočarého polohování běžně používané v technice.



Obr. 19) Možnosti realizace polohového úložného prvku

Úložný prvek může být proveden formou přesouvání konzoly do, respektive na, kterou se bude ukládat výsuvný čep. Druhou možností je použití polohované pojistné tyče s kapsami, do kterých se zasouvá čep.

Přímočarého pohybu lze dosáhnout několika způsoby, a to: přímočaré motory, pohybové šrouby a ozubené hřebeny. Vhodným řešením pro danou aplikaci je použití pohybových šroubů. Konkrétně budou použity trapézové šrouby, kdy bude využito jejich samosvornosti. Dále nejlépe splňují zástavbové požadavky dané rozmístěním a konstrukčním provedením hlavních částí projektu.

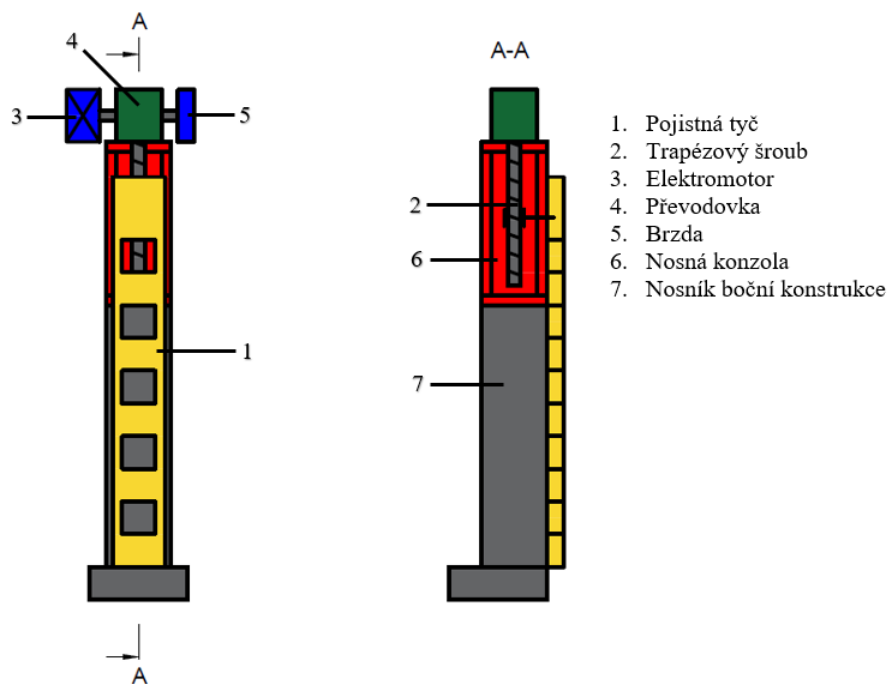
Ozubené hřebeny s pastorky nelze v tom případě použít z konstrukčních důvodů, dále to je nesamosvornost této posuvové soustavy.

Přímočaré motory konkrétně hydromotory nejsou vhodné, jelikož vyžadují nezávislé jištění polohy, které udrží břemeno (pojistnou tyč) v požadované poloze. Dále to je nutnost sestavení příslušného obvodu.

Na základě tohoto rozboru jsou navrženy dvě možné koncepce ukládání stolů v libovolné poloze zdvihu.

Polohovaná posuvná tyč

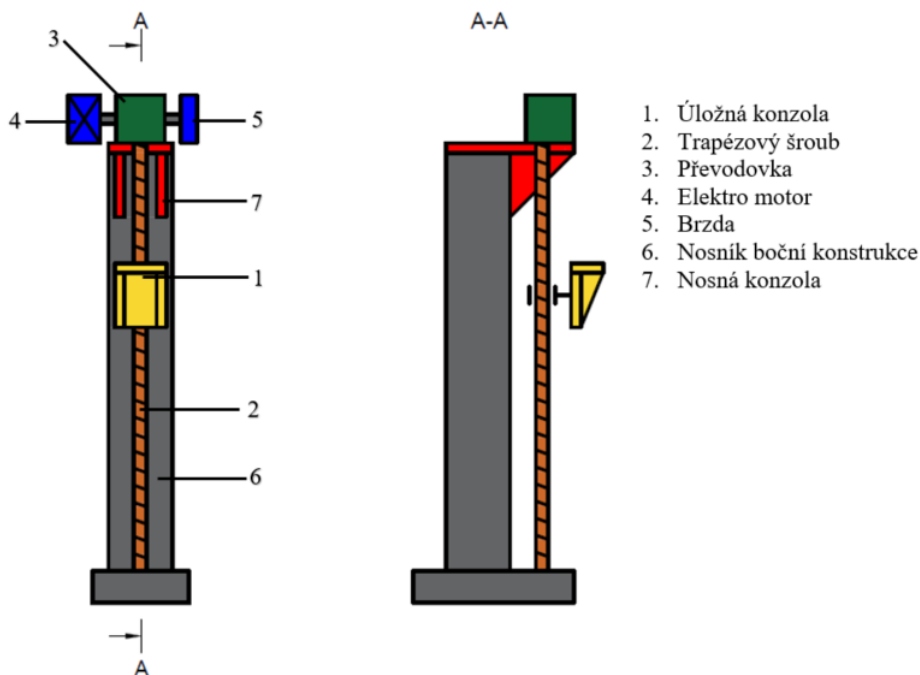
Tato varianta vychází ze stávajícího řešení popsaného v kap. 2. Pojistná tyč umožňuje uložení stolu v celém rozsahu zdvihu stolu po krocích daných rastrem kapes, do kterých se zasouvá čep. Pokud je požadována jiná poloha, než umožňuje rozteč kapes, je tyč přesunuta tak, aby bylo možno stůl uložit v požadované poloze. Výškové přestavení tyče je realizováno pomocí pohybových šroubů. Nutný rozsah polohování je dán roztečí otvorů díky, čemuž není požadována vysoká rychlost polohování. Výhodou malé rychlosti a malého rozsahu posuvu jsou snížené nároky na vedení tyče. Šroub je přes převodovku poháněn rotačním elektromotorem. Jelikož se jedná o bezpečnostní zařízení je pohybové ústrojí vybaveno brzdou. Návrhové schéma varianty je zobrazeno na obr. 20.



Obr. 20) Polohovaná pojistná tyč – návrhové schéma

Polohovaná úložná konzola

Místo použití pojistné tyče je možné použít konzolu, na kterou bude pomocí čepů stůl ukládán. Úložná konzola je přesouvána v celém rozsahu zdvihu, který je 5,635m. Velký rozsah polohování zvyšuje požadavky na rychlost posuvu. Pohybové ústrojí je stejně jako v předchozím případě složeno z převodovky, elektromotoru a brzdy. Oproti předchozímu řešení tato varianta klade vyšší nároky na vedení pohyblivého členu. Úpravy boční konstrukce spočívají v přemístění nosníků. Na obr. 21 je uvedeno návrhové schéma této varianty. Princip zajištění a odjištění stolu je u této varianty obdobný jako v předchozím případě.



Obr. 21) Polohovaná úložná konzola – návrhové schéma

4.1.3 Zhodnocení a výběr vhodné koncepce

V předchozí části kapitoly 4 byl vybrán z možných variant způsob polohování čepu pomocí aktuátoru. V této části bude stanovena vhodná koncepce polohovaného uloženého prvku. Při výběru variant je potřeba vzít v potaz cenu, složitost konstrukce, funkčnost dané varianty a splnění požadavků. U obou variant uvažujeme zkrácení hlavních nosníků boční konstrukce, na kterých bude uložen pojistný mechanismus pomocí konzol a připojovacího nosníku.

Pro vyhodnocení vhodnosti dané varianty je nutné nejprve stanovit kritéria, podle kterých bude vyhodnocení provedeno. Kritéria pro vyhodnocení jsou následující:

- Doba polohování, ze které vyplývá celková doba zajištění stolu – doba polohování je dána velikostí zdvihu
- Váha přesouvaných hmot – váha přesouvaných hmot je dána typem úložného prvku
- Cena – cena je určena délkou šroubu, velikostí pohonu a odhadem ceny vyráběných komponent

Prvním krokem je odhad ceny jednotlivých koncepcí. Cenový odhad varianty s pojistnou tyčí je uveden v tab. 2, odhad pro provedení s pojistnou konzolou je v tab. 3.

Tab 2) Odhad ceny provedení s pojistnou tyčí

<i>Prvek</i>	<i>Cena</i>
<i>Elektropohon</i>	7000 Kč
<i>Trapézový šroub</i>	2000 Kč
<i>Převodovka</i>	4000 Kč
<i>Brzda</i>	7000 Kč
<i>Materiál</i>	4000 Kč
<i>Výroba</i>	3000 Kč
<i>Celková cena</i>	27000 Kč

Tab 3) Odhad ceny provedení úložnou konzolí

<i>Prvek</i>	<i>Cena</i>
<i>Elektropohon</i>	6000 Kč
<i>Trapézový šroub</i>	14000 Kč
<i>Převodovka</i>	4000 Kč
<i>Brzda</i>	7000 Kč
<i>Materiál</i>	3000 Kč
<i>Výroba</i>	2000 Kč
<i>Celková cena</i>	36000 Kč

Při určování má rozhodující význam cena trapézového šroubu, kdy byla brána v potaz cena trapézového šroubu za 1 m. V prvním případě uvažujeme délku 0,5 m a v druhém případě 6 m. Cena za materiál byla stanovena na základě velikosti úložného prvku a z velikosti nosných prvků, které jsou připojeny na boční konstrukci stolu, ta má stávající výšku 5 m. Na základě toho je uvažovaná délka prodloužení cca 1,5 m. U první varianty je předpokládaná hmotnost cca 500 kg, zatímco u druhé varianty bude mírně snížena. Pro zbytek polohovacího ústrojí (pohon, převodovka, brzda) jsou uvažovány podobné ceny. Varianta s polohovanou pojistnou tyčí vychází ekonomicky výhodněji, a to z důvodu menší délky šroubu.

Vyhodnocení probíhá přidělením bodů k jednotlivým kritériím. Body určují, jak navržené zařízení splňuje toto kritérium. Dále je kritériím přiřazena váha, která určuje jeho důležitost. Body a váhy se určují v rozsahu 1 až 5, pro zjištění výsledku se body vynásobí s přiřazenou váhou, takto získané hodnoty se následně sečtou čímž je získána celková míra vhodnosti varianty. Na základě porovnání míry vhodnosti obou variant je vybráno vhodnější řešení. Vyhodnocení provedení s pojistnou tyčí je uvedeno v tab. 4 a provedení s úložnou konzolou je v tab. 5.

Tab 4) Vyhodnocení varianty s pojistnou tyčí

<i>Kritérium</i>	<i>Body</i>	<i>Váha</i>	<i>Body × váha</i>
<i>Doba polohování</i>	5	5	25
<i>Váha přesouvaných hmot</i>	2	3	6
<i>Cena</i>	3	4	12
<i>Míra vhodnosti</i>			43

Tab 5) Vyhodnocení varianty s úložnou konzolí

<i>Kritérium</i>	<i>Body</i>	<i>Váha</i>	<i>Body × váha</i>
<i>Doba polohování</i>	1	5	5
<i>Váha přesouvaných hmot</i>	5	3	15
<i>Cena</i>	3	4	12
<i>Míra vhodnost</i>			32

Z tabulek vyplývá, že varianta s pojistnou tyčí více splňuje požadavky kladené na pojistný mechanismus. Hlavním důvodem je nižší potřebný rozsah polohování pojistné tyče, který je dán rastrem kapes. Přesouvaná konzola je zamítnuta na základě nutnosti velkého rozsahu polohování tak, aby bylo umožněno zajištění stolu v celém rozsahu zdvihu stolu. Čímž by došlo k navýšení času polohování a zvýšení požadavků na celý polohovací systém.

4.2 Funkční princip

Před detailnějším zpracování konkrétních konstrukčních řešení je nutné objasnit funkční princip mechanismu. Jak již bylo uvedeno, princip spočívá v polohování pojistné tyče s otvory, do kterých se zasouvá pojistný čep. Otvory v pojistné tyči jsou rozmístěny v rastru 200 mm. Na základě rozteče otvorů je určen nutný posuv pro výškové přestavení tyče na 240 mm tak, aby byl bezpečně pokryt rastr kapes. Výška kapes v tyči musí být dostatečně větší než konec čepu, tak aby bylo umožněno jeho bezpečné zasunutí a následné uložení stolu. Zajištění a odjištění stolu probíhá v následujících krocích:

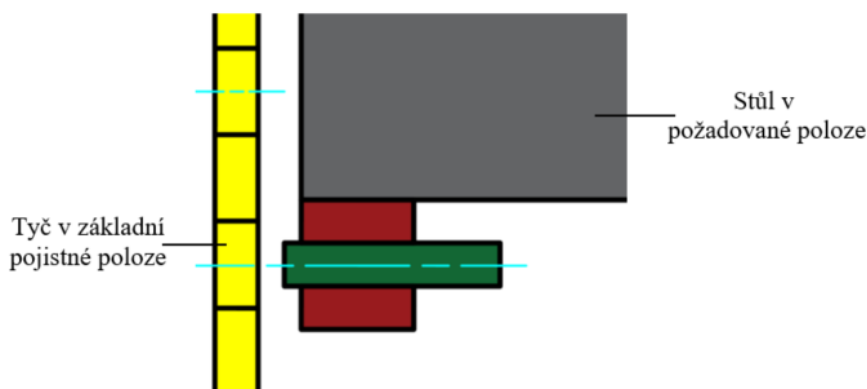
Zajištění:

- Krok č.1 – zadání požadované polohy stolu do řídicího systému a následné polohování stolu.
- Krok č. 2 – nájezd stolu na požadovanou pozici sníženou rychlostí a polohování pojistné tyče viz obr. 22.



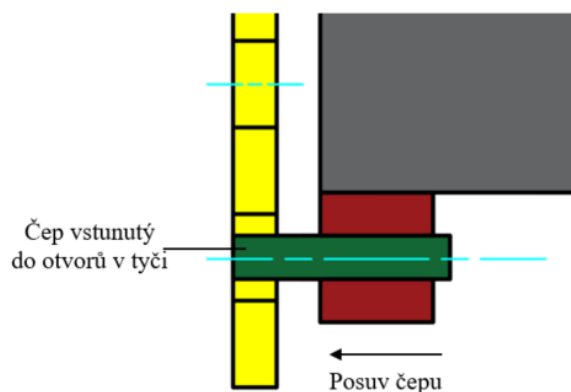
Obr. 22) Zajištění stolu – krok č. 2

- Krok č. 3 – Zastavení stolu v požadované pozici a nastavení tyče do základní pojistné polohy, kdy střed kapsy odpovídá středu pojistného čepu. Tento stav je zobrazen obrázkem 23.



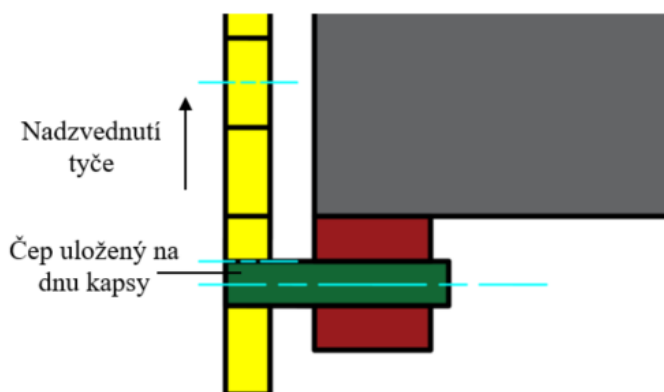
Obr. 23) Zajištění stolu – krok č. 3

- Krok č. 4 – Vsunutí čepů do otvorů v tyči (obr. 24).



Obr. 24) Zajištění stolu – krok č. 4

- Krok č. 5 – Přenastavení polohy (nadzvednutí) tyče, tak aby došlo k uložení čepů na dno kapsy (obr. 25).



Obr. 25) Zajištění stolu – krok č. 5

Odjištění:

- Krok č. 1 – Přenastavení polohy tyče do základní pojistné polohy.
- Krok č. 2 – Zasunutí čepů zpět do pouzder na stole.
- Krok č. 3 – Nové polohování stolu.

Snímání polohy pojistné tyče je realizováno jako nepřímé a je zajištěno servopohonem s odměřováním polohy. Pro určení krajních poloh, tedy maximálního a minimálního zdvihu tyče jsou použity koncové spínače. Vyhodnocení kroku 5, tedy zjištění, že čep je uložen na dnu kapsy tyče probíhá měřením odebíraného proudu. Při nadzvedávání tyče je potřebný určitý krouticí moment, jakmile dojde k podepření čepu tyčí, dochází ke zvýšení zatížení pohonu. Zvětšování krouticího momentu pohonu má za následek navýšení odebíraného proudu.

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZAŘÍZENÍ

Výsledkem rozboru a návrhů provedených v přechozí kapitole je stanovení koncepce mechanismu zajištění polohy. Mechanismus je složen ze dvou základních celků, kterými jsou výškově přestavitelná pojistná tyč, umístěná v boční konstrukci a výsuvný čep uchycený na spodní straně rámu stolu. Stůl je uložen čtyř bodově, z toho vyplývá použití čtyř pojistných mechanismů. Oba celky jsou v následujících kapitolách detailněji rozebrány. Návrhové a kontrolní výpočty jsou provedeny v kap. 6.

5.1 Polohovaná pojistná tyč

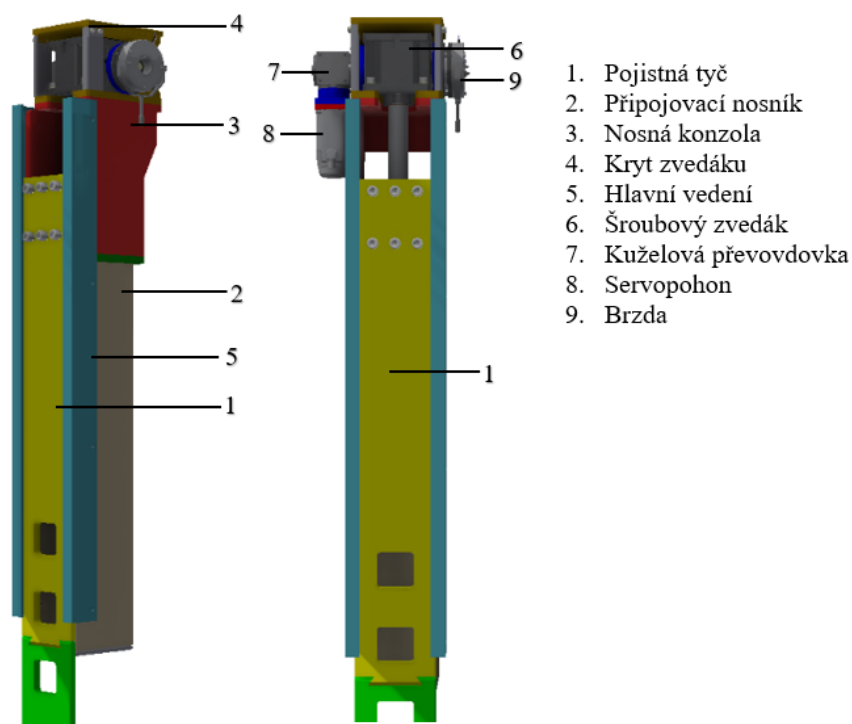
Na základě údajů z předchozí kapitoly je proveden první konstrukční návrh mechanismu polohované pojistné tyče popsany v kapitole 5.1.1. Při vypracování se ukázalo, že toto řešení nese jisté nevýhody, a proto bylo toto provedení nakonec zamítnuto. Druhý návrh zařízení popsany v kapitole 5.1.2 již tyto nevýhody odstraňuje. Základní prvky pohybového ústrojí jsou totožné pro obě varianty. Těmito prvky jsou:

- šroubový zvedák s trapézovým šroubem
- servopohon s odměřováním polohy
- kuželová převodovka
- brzda

Pojistná tyč je zavěšena na šroubovém zvedáku umístěném v horní části bočního rámu, čímž je dosaženo namáhání mechanismu na tah, nikoliv na vzpěr.

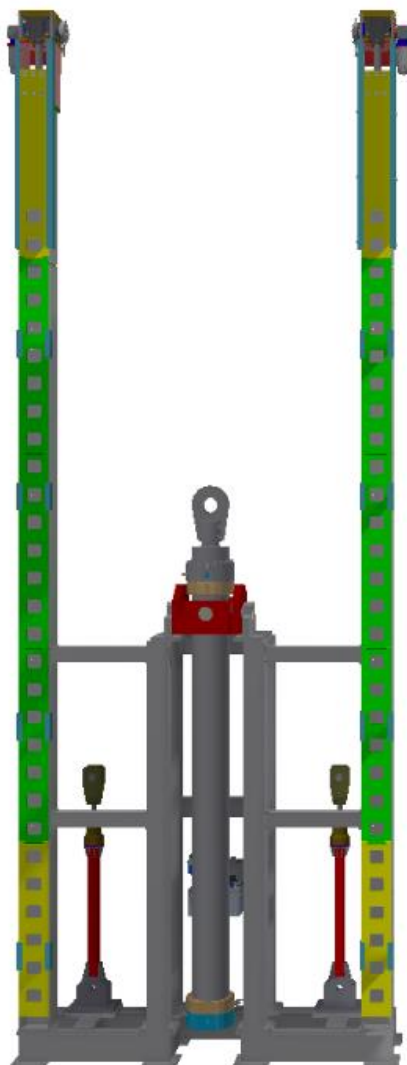
5.1.1 Pojistná tyč nesoucí s pohybovým šroubem

První navrhovaná varianta mechanismu polohované pojistné tyče je složena z několika základních částí, popis zařízení je zobrazen na obr. 26.



Obr. 26) Polohovaná pojistná tyč – varianta č. 1

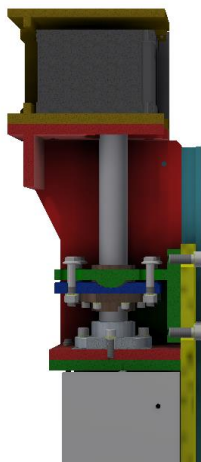
Základní nosná konstrukce celého mechanismu je složena z nosníku a nosné konzoly. Nosník slouží k připojení celého pojistného prvku na boční konstrukci. Na nosnou konzolu je připevněn kryt, do kterého je nasunut šroubový zvedák s dalšími částmi pohybového ústrojí. Pojistná tyč je k matici zvedáku připojena pomocí konzoly. Vedení pojistné tyče je uvažováno kluzné, kdy tyč je tažena po nosníku pomocí vodících lišt. Hlavní vedení v horní části, jehož úkolem je vedení tyče a zachytávání sil má délku 1500 mm, ve zbývajících délkách je použito čtyř párů vodících lišt v délce 200 mm. Toto pomocné vedení slouží k vedení tyče podél nosníku ve zbývajících částech boční konstrukce. V této části již na vedení nepůsobí silové zatížení. Umístění mechanismu v boční konstrukci je zobrazeno na obr. 27.



Obr. 27) Umístění varianty č. 1 v boční konstrukci

Pojistná tyč je k matici šroubového zvedáku uchycena pomocí desky a konzoly s kloubem. Nevýhodou tohoto řešení je zavěšení pojistné tyče mimo osu šroubu, kdy uložením stolu do pojistné tyče vzniká velký klopný moment působící na šroub. Pro tento účel je mezi maticí šroubu a konzolou vložena deska s válcovým vybráním. Uložení konzoly na desku je provedeno kloubem, který umožňuje naklápění v jedné ose viz obr. 28. K naklápění konzoly dochází i vlastní vahou tyče, čímž dochází ke ztěžování pohybu vzhůru. Z tohoto důvodu je dále nutné navrhnout vhodné vyvažování. Dále to je nutnost dostatečného dimenzování vedení a nosných prvků tak, aby byly schopny snést silové působení vzniklé klopným momentem. Kritickým

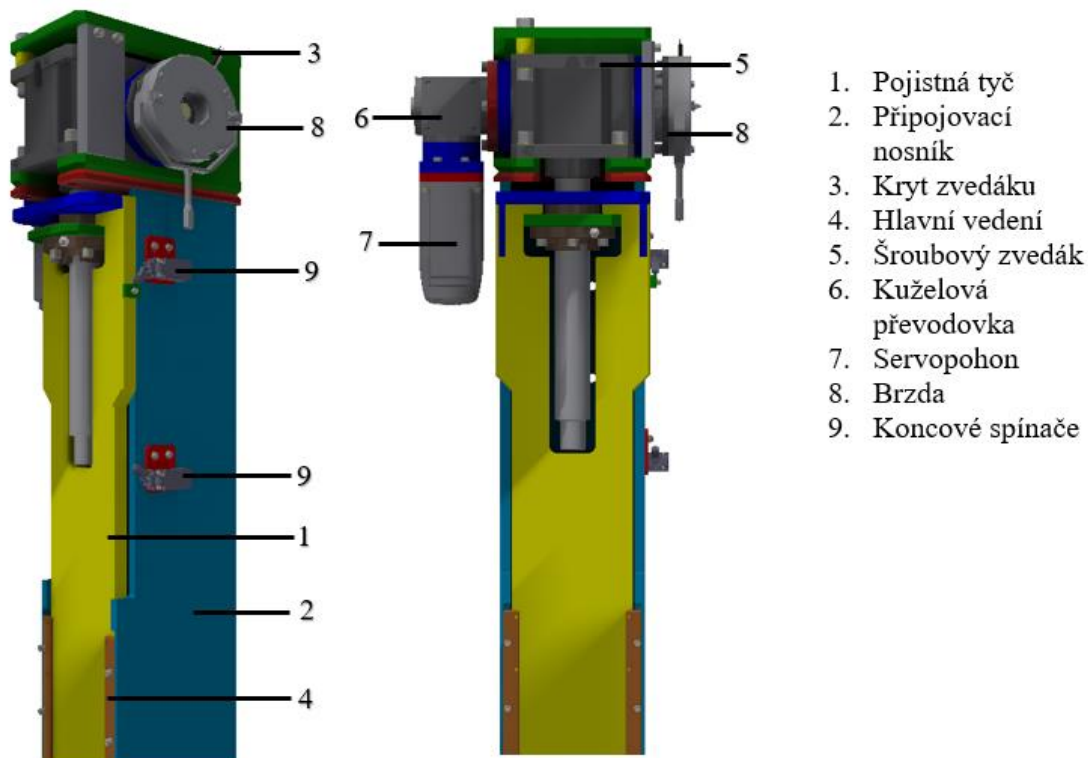
místem z tohoto hlediska je i spojení tyče s konzolou (obr. 28), kterého je dosaženo šroubovým spojem. Zde by bylo nutné použití šroubů vyšších pevnostních tříd o dostatečném průměru, aby bylo dosaženo spojení s dostatečnou bezpečností. Na základě těchto nevýhod bylo toto provedení zamítnuto a bylo navrženo druhé řešení, u kterého jsou tyto nevýhody odstraněny.



Obr. 28) Řez mechanismem varianty č. 1

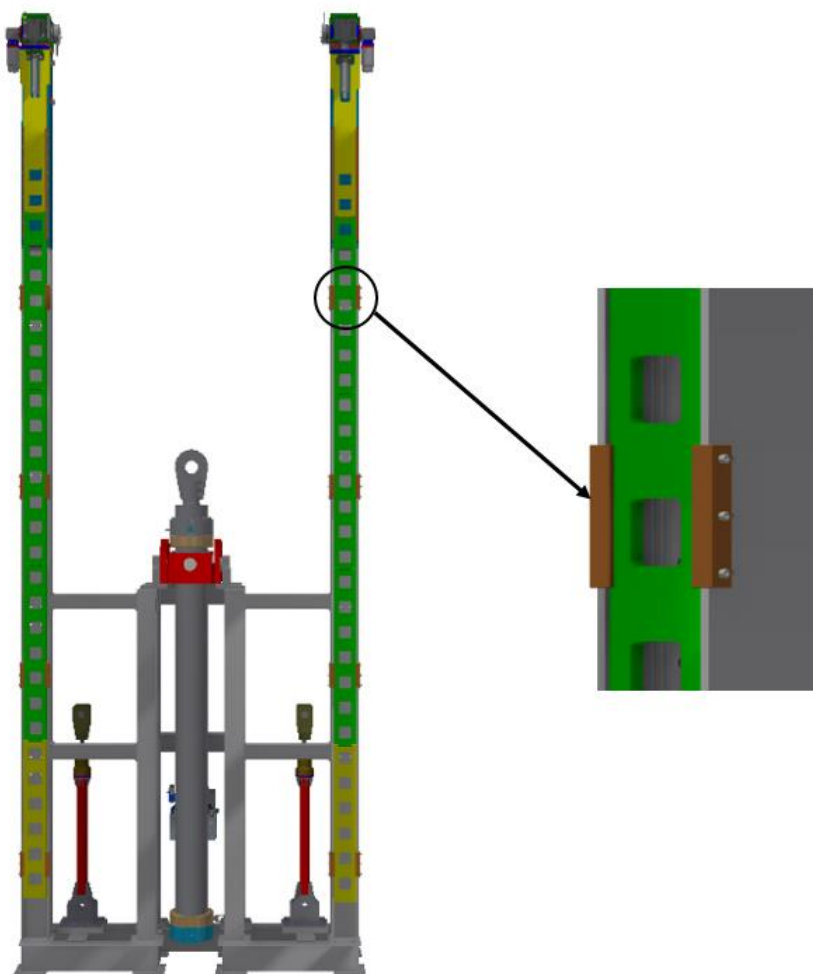
5.1.2 Pojistná tyč souosá s pohybovým šroubem

Na základě nevýhod vyplývajících z prvního konstrukčního návrhu je proveden druhý návrh, který tyto nevýhody odstraňuje. Rozdíl spočívá ve vysunutí šroubového zvedáku tak, aby bylo možné pojistnou tyč zavěsit do osy šroubu. Ačkoliv je tato varianta méně výhodná ze zástavbového hlediska, kdy je šroubový zvedák umístěn blíže ke stolu, byla vyhodnocena jako vhodná pro danou aplikaci. Na obr. 29 je zobrazen popis této varianty.

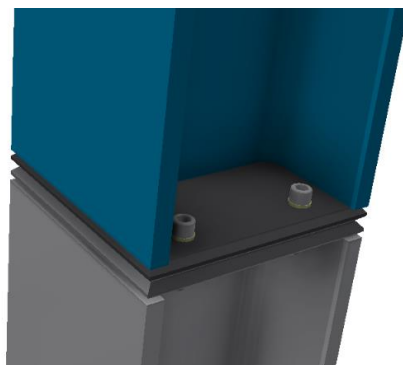


Obr. 29) Polohovaná pojistná tyč – varianta č. 2

Stejně jako v přechozím případě je základním nosným prvkem pojistného mechanismu připojovací nosník. Na nosník je připevněn kryt, do kterého je nasunut šroubový zvedák. Na šroubový zvedák je připevněna pojistná tyč vedená pomocí hlavního vedení o délce 900 mm umístěného uvnitř nosíku. Pro vedení tyče ve zbytku boční konstrukce je použito čtyř párů pomocného vedení o délce 200 mm. Na obr. 30 je zobrazeno umístění pojistného mechanismu v boční konstrukci s detailem na pomocné vedení. Hlavní vertikální nosníky byly zakráčeny, aby umožňovaly připojení navrhnutého mechanismu i s dostatečnou délkou vedení. Na koncích nosníku jsou navařeny plechy s průchozími otvory pro šrouby. Nosníky jsou při montáži nejprve zajištěny šrouby a po ustavení jsou nosníky svařeny viz obr. 31.

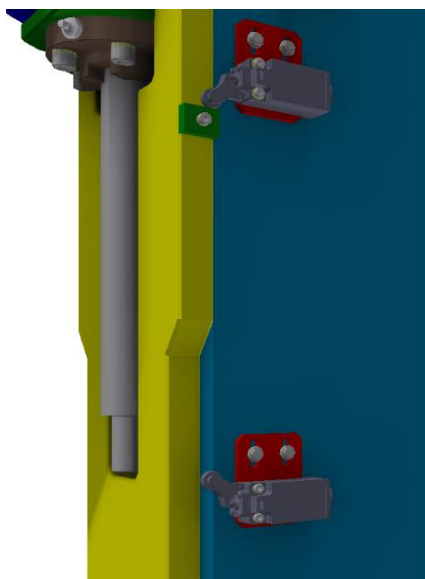


Obr. 30) Umístění varianty č. 2 v boční konstrukci



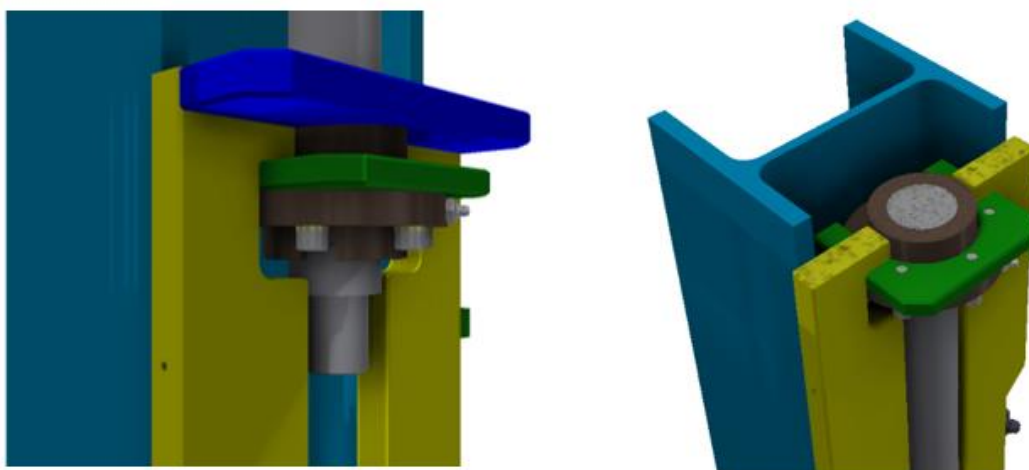
Obr. 31) Spojení nosníku boční konstrukce a připojovacího nosníku

Na připojovacím nosníku jsou dále umístěny koncové spínače, které složí k určení krajních mezí zdvihu při odměřování polohy viz obr. 32. Koncové spínače jsou přichyceny na plechy s drážkováním pro umožnění výškového nastavení polohy spínačů. Ovládacím prvkem spínačů je kostka našroubovaná na pojistnou tyč.



Obr. 32) Umístění koncových spínačů

Zavěšení tyče na matici šroubu je provedeno pomocí plechového dílce, který je navařen na poslední segment tyče. Dílec má tvar podkovy, čímž je umožněno jednoduché nasunutí tyče na matici. Toto zavěšení umožňuje zajištění podkovy na matici pouze třemi šrouby, ale díky tomu, že je tyč vedena v ose šroubu a silová interakce probíhá pouze mezi maticí a podkovou jsou tři šrouby pro zajištění dostačující. Zavěšení tyče na matici je zobrazeno na obr. 33.

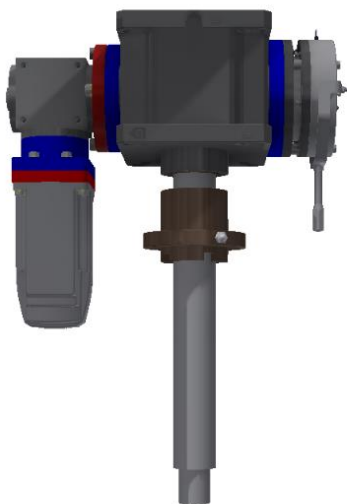


Obr. 33) Zavěšení šroubu na matici

Všechny šroubové spoje navrženého zařízení jsou zajištěny pomocí pojistných podložek Nord-Lock. Celý systém je složen ze dvou podložek a je založen na principu závěrného klínu. Použitím těchto je dosaženo uzamčení šroubového spoje a u provozovaného zařízení nemůže dojít k povolení šroubových spojů vlivem vibrací.

5.1.3 Pohybové ústrojí

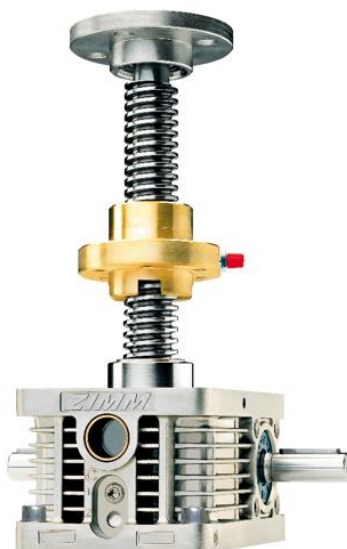
Pohybové ústrojí zajišťuje výškové přestavení pojistné tyče při požadavku uložení stolu mimo základní rastr. Při výběru jednotlivých komponent je vycházeno z poznatků stanovených v předchozích kapitolách. Připojovací příruby jsou navrženy a dodány jednotlivými výrobci tak aby, splňovaly jejich předpisy. Sestava pohybového ústrojí je zobrazena na obr. 34.



Obr. 34) Sestava pohybového ústrojí

Šroubový zvedák

Základním prvkem polohování je pohybový šroub. Konkrétně bylo rozhodnuto o použití trapézového šroubu, kdy je využito samosvornosti těchto šroubů. Pro danou aplikaci je vybrán šroubový zvedák (obr. 35) Z-100-R-Tr55x9-240 společnosti Zimm s převodovým poměrem 9:1 a zdvihem 240 mm.



Obr. 35) Šroubový zvedák - řada Z-S fa. Zimm [14]

Jedná se o zvedák s trapézovým šroubem a šnekovou převodovkou. Výhodou použití šroubového zvedáku je vytipování potřebné varianty z katalogu a dodání celého zařízení výrobcem. Parametry zvedáku jsou uvedeny v tab. 6. Ačkoliv síla vyvolaná plně zatíženým stolem

přesahuje katalogovou nosnost zvedáku, tak jsou zvedáky dostatečně předimenzovány a je výrobcem schváleno použití tohoto typu při zachování dostatečné bezpečnosti. Bezpečnostní koeficient byl výrobcem určen na hodnotu vyšší než 2. Kontrolní výpočet šroubu je proveden v rámci kapitoly 6. Použití řady s vyšší nosností by mělo za následek navýšení výkonu pohonu a zvětšení zástavbových rozměrů.

Tab 6) Základní parametry šroubového zvedáku Z-100-R-Tr55x9-240 [15]

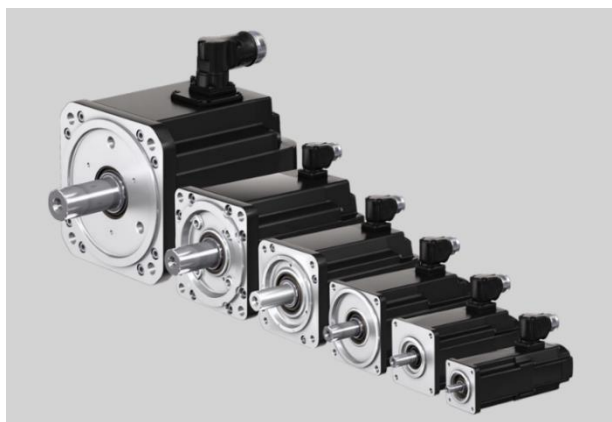
<i>Parametr</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Velikost trapézového šroubu</i>	Tr 55x9	-
<i>Maximální zatížení zvedáku</i>	100000	N
<i>Nominální otáčky zvedáku</i>	1500	min ⁻¹
<i>Maximální otáčky zvedáku</i>	1800	min ⁻¹
<i>Převodový poměr</i>	9 : 1	-
<i>Maximální vstupní moment</i>	53,4	Nm

Pohon a převodovka

Každý polohovací systém je nutné vybavit patřičně dimenzovaným pohonem. Dimenzování pohonu se odvíjí od požadované rychlosti a velikosti zatěžovacích momentů. Jelikož se jedná o polohovací aplikaci, pro pohon zvedáku je vybrán servomotor. Výhodou servopohonů je zpětná vazba od mechanických veličin. Vybraným pohonem je synchronní servomotor společnosti Bosch Rexroth s katalogovým označením MS2N05-B0BNN, parametry motoru jsou uvedeny v tab. 7. Na obr. 36 jsou zobrazeny servopohony řady MS2BN. Pro odměřování polohy je servomotor vybaven ARC snímačem.

Tab 7) Základní parametry servomotoru MS2N05-B0BNN [16]

<i>Parametr</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Klidový moment</i>	3,75	Nm
<i>Napájecí proud při klidovém momentu</i>	2,29	A
<i>Maximální moment při 20°C</i>	11,5	Nm
<i>Maximální proud</i>	8,4	A
<i>Maximální otáčky</i>	6000	min ⁻¹
<i>Napájecí napětí</i>	3 x AC 400	V
<i>Třídy krytí</i>	IP 64/65/67	



Obr. 36) Synchronní servopohony MS2N fa. Bosch Rexroth [16]

Řízení servopohonu zajišťuje měnič frekvence FC5610-1K50-3P4 (obr. 37) spol. Bosch Rexroth. Jelikož pohon i měnič jsou vybrány od stejného výrobce je mezi komponentami zajištěna kompatibilita. Měnič je vybaven LED displejem, ovládací klávesnicí, sítovým filtrem a brzdým odporem. Řízení pohonu může být jak skalární, tak vektorové. Výkon měniče je 1,5kW a rozsah nastavení otáček 1:200. [17]

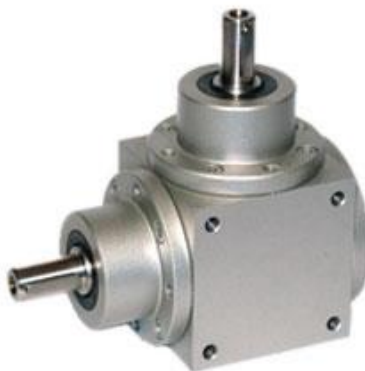


Obr. 37) Měniče frekvence řady FC5610 fa. Bosch Rexroth [17]

Pro dosažení optimálních zatěžovacích podmínek je vhodné k pohonu připojit převodovku. Převodky se vyrábí v různých provedeních jako např.: čelní, kuželové, šnekové, planetové. Výběr vhodné převodovky je ovlivněn jejími vlastnostmi, zatěžujícími parametry a typem aplikace. Z konstrukční důvodů je použita kuželová převodovka s převodovým poměrem 2:1, tím je dosaženo vhodného poměru otáček a zatěžovacího momentu motoru. Vybranou převodovkou je kuželová převodovka V90 společnost Atek (obr.38) s převodovým poměrem 2:1, její parametry jsou připojeny v tab. 8. Převodovka je na požadavek výrobcem upravena, aby měla obě dvě hřídele duté. [18]

Tab 8) Základní parametry převodovky V90 fa. Atek [18]

<i>Parametr</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Převodový poměr</i>	2 : 1	-
<i>Vstupní otáčky</i>	3000	min ⁻¹
<i>Vstupní nominální výkon</i>	3,80	kW
<i>Jmenovitý výstupní moment (při 3000 min⁻¹)</i>	23,00	Nm



Obr. 38) Kuželová převodovka řady V fa. Atek [19]

Brzda pohonu

Jelikož navrhované zařízení slouží jako bezpečnostní prvek, je do pohybového ústrojí zařazena bezpečnostní brzda. Použití brzdy v tomto případě doporučuje i dodavatel šroubového zvedáku. Jak již bylo zmíněno v kapitole 2, v oblasti jevištní techniky se používají tzv. divadelní brzdy (obr. 39) se sníženou hladinou hluku. Jedná se o elektromagneticky odbrzdňované pružinové brzdy. Jejich princip spočívá ve vyvození brzdě síly pomocí tlačných pružin. Odbrzdění probíhá až po přivedení elektrického proudu. Tyto brzdy se běžně vyrábí v jednookruhovém nebo dvouokruhovém provedení. Dvojitě provedení splňuje požadavek dvou brzd u jištění polohy pouze pomocí brzd při použití jednoho celku. [20]



Obr. 39) Divadelní brzda Roba-stop silenzio dual [20]

Na základě výše zmíněných informací je vybrána brzda společnosti Mayr s označením Roba Stop Silenzio 32/896.103.30. Jedná se o jednookruhovou brzdou, její parametry jsou uvedeny v tab. 9.

Tab 9) Základní parametry brzdy Roba Stop Silenzio 32/896.103.30 [20]

<i>Parametr</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Klidový moment</i>	3,75	Nm
<i>Napájecí proud při klidovém momentu</i>	2,29	A
<i>Maximální moment při 20°C</i>	11,5	Nm
<i>Maximální proud</i>	8,4	A
<i>Maximální otáčky</i>	6000	min ⁻¹
<i>Stupeň krytí</i>	IP 65	

Koncové spínače

Pro stanovení mezních poloh při odměřování byly vybrány mechanické páčkové koncové spínače. Jedná se o spínací zařízení, která jsou aktivovaná mechanickým kontaktem s polohovaným zařízením. Podle provedení mohou být vybaveny například pákami s kladkou nebo plunžry. Vyrábějí se v různých velikostech a modulárních provedeních tak aby bylo spínač vyjmout z tělesa a změnit orientaci akčního členu. Páčkové spínače bývají mohou být vybaveny délkově přestavitelnými páčkami. Pro danou aplikaci byl vybrán mechanický páčkový spínač T3K 236-02z společnosti SCHMERSAL (obr. 40) střídou krytí IP 67. [21]



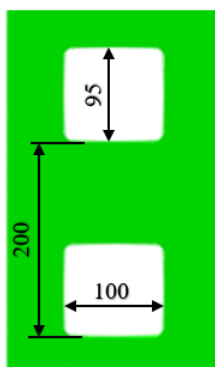
Obr. 40) Koncový spínač T3K 236-02z fa. SCHMERSAL [22]

5.1.4 Konstrukční uzly

V následující částech jsou popsány jednotlivé konstrukční uzly vybraného řešení. Všechny části jsou vyrobeny z oceli ČSN 11523 (dle EN 10027-1 ocel S3553), tato ocel má dostatečné mechanické vlastnosti a do tloušťky plechu 25 mm je u ní zaručena svařitelnost.

Pojistná tyč

Pojistná tyč je vybavena kapsami, do kterých se ukládá čep stolu, čím je dosaženo jeho uložení. Celá tyč má délku 6755 mm a je v ní vytvořeno 29 kapes (obr. 41) v rastru 200 mm. Samotná tyč tedy umožňuje uložení stolu v rozsahu 0 až 5600 mm v krocích daných rastrem.



Obr. 41) Kapsy pojistné tyče

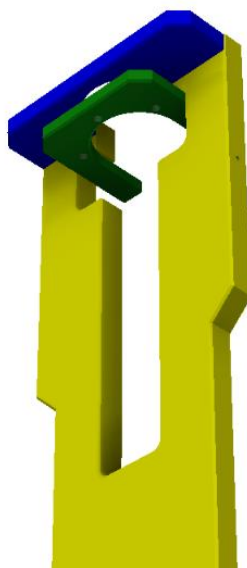
Jelikož by výroba tyče v celé délce byla zbytečně nákladná, tyč je rozdělena do pěti segmentů (obr. 42), které budou vypáleny a následně k sobě přivařeny. Konce segmentů jsou ve tvaru rybinových drážek, to umožňuje jednoduché sestavení tyče a vyšší výslednou přesnost celého svařence.



Obr. 42) Segment pojistné tyče

Na poslední segment je navařena podkova sloužící k zavěšení tyče. Aby bylo tyč možné polohovat je v posledním segmentu vytvořena kapsa, do které zajíždí šroub. Vytvoření kapsy má za následek namáhání na ohyb konců tyče, na kterých je přivařena ukládací podkova. Z tohoto důvodu je na tyč navařena výztuha. Na obr. 43 je zobrazeno umístění podkovy pro uložení

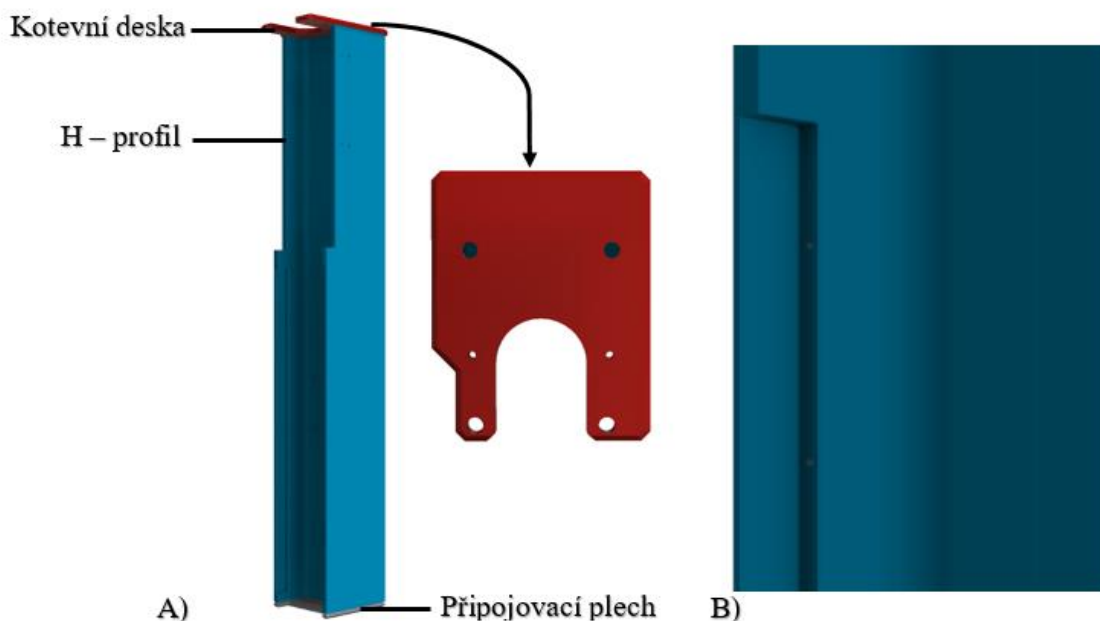
tyče a výztuhy na posledním segmentu pojistné tyče. Po bočních stranách tohoto segmentu jsou vyhotoveny závitové otvory pro zašroubování ovládací kostky koncových spínačů.



Obr. 43) Segment tyče s přípojemací podkovou a výztuhami

Přípojemací nosník

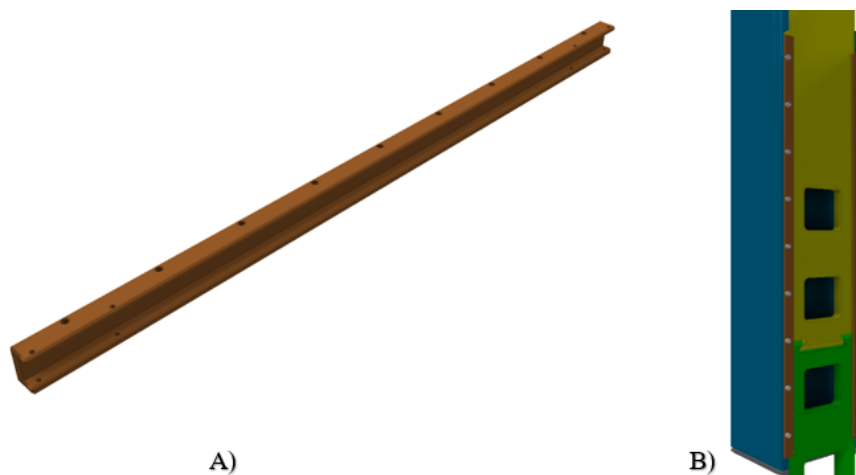
Přípojemací nosník (obr. 44 A) je svařenec složený z H – profilu, kotevní desky pro připevnění krytu zvedáku a přípojemacího plechu pro spojení s nosníkem boční konstrukce. V kotevní desce jsou vyhotoveny závitové otvory pro připojení krytu zvedáku a otvory, které vytváří prostor pro použití potřebné délky šroubů při uchycení zvedáku do jeho krytu. H – profil je obroben, aby bylo umožněno zavěšení pojistné tyče. Dále jsou obrobena kapsy, do kterých bude uloženo vedení tyče. Na dnu každé kapsy jsou vyvrtány závitové díry sloužící k zajištění vedení pomocí šroubů. 44 B.



Obr. 44) Přípojemací nosník
A) Celý svařenec B) Obrobená plocha uložení vedení

Vedení

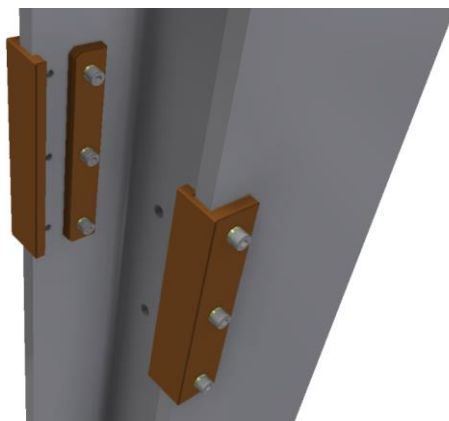
Hlavní vedení je vyrobeno z bronzové tyče, do které je vyfrézována drážka (obr 45 A). Dále jsou ve vedení otvory pro šrouby, kterými je vedení připevněno v kapsách nosníku (obr. 45 B). Ve vedení a pojistné tyči jsou ještě vyhotoveny montážní otvory, které budou použity pro společné vložení tyče s vedením do sestavy. Postup spočívá v nasunutí vedení na tyč, poté se to otvorů zasunou trny, následně je tyč uchycena na matici a jsou vytaženy montážní trny, čímž dojde k uvolnění vedení a jeho dosednutí na spodek kapsy. Nakonec je vedení zajištěno šrouby.



Obr. 45) Hlavní vedení

A) Hlavní vedení pojistné tyče B) Umístění vedení v nosníku

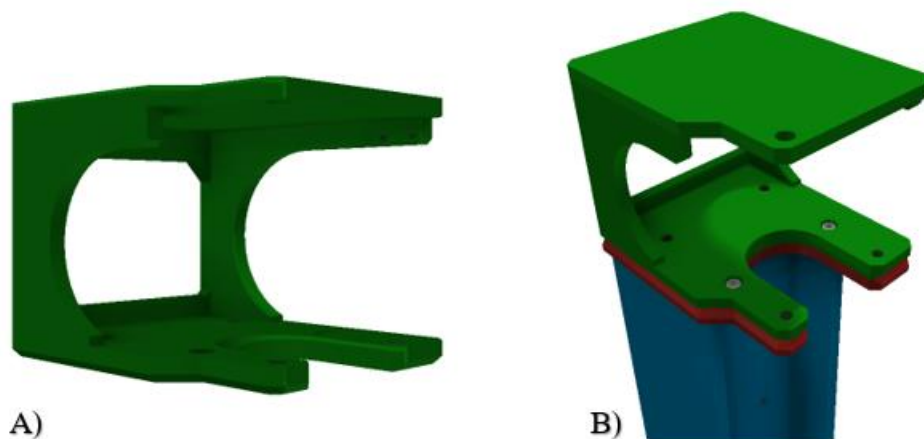
Pomocné vedení jsou složené ze dvou částí (obr. 46) a jsou umístěna na hlavním vertikálním nosníku boční konstrukce. První částí jsou destičky našroubované uvnitř nosníku. Protikus je obroben do tvaru L s výstupkem na volném konci, tak aby bylo zajištěno vedení tyče zasunuté v nosníku. Polotovarem jsou bronzové tyče, které jsou následně obrobena na požadovaný tvar.



Obr. 46) Pomocné vedení

Kryt zvedáku

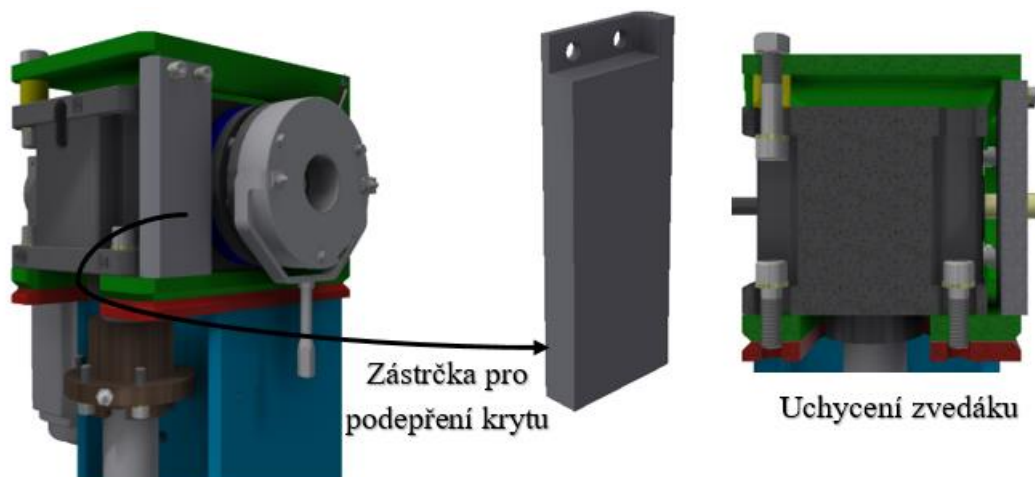
Kryt zvedáku slouží k uložení šroubového zvedáku. Jedná se o svařenec složený z vypálených plechů (obr. 47 A). Ve spodní desce krytu jsou závitové otvory pro zajištění zvedáku a otvory se zapuštěním pro zápusťné šrouby, které slouží k montážnímu ustavení. Po ustavení je kryt přivařen ke kotevní desce na připojovacím nosníku (obr. 47 B). Kryt je vyroben tak aby do něho bylo možné jednoduše vsunout zvedák. Ze zástavbových důvodů je kryt na jedné straně zúžen.



Obr. 47) Kryt zvedáku

A) Svarenc zvedáku B) Přichycení krytu na spojovací nosník

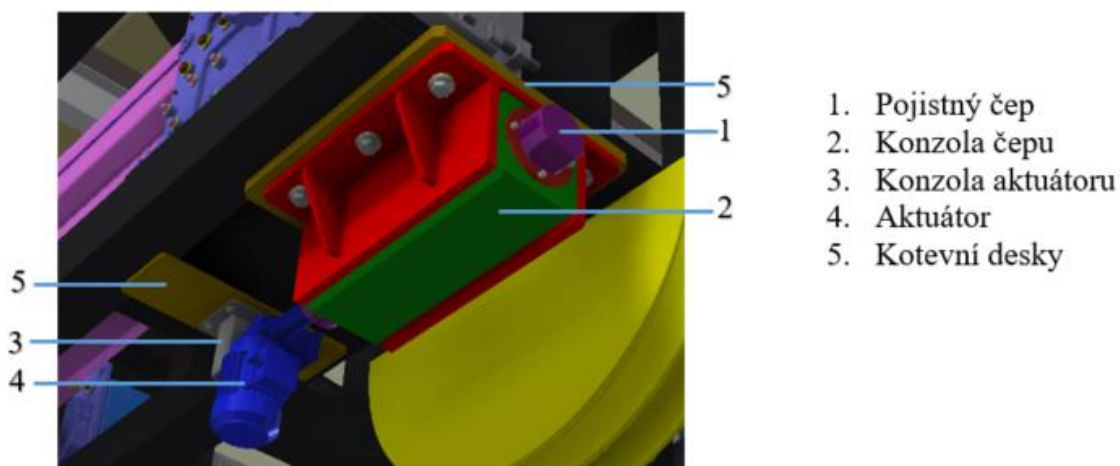
Po zasunutí zvedáku je kryt z jedné strany podepřen zástrčkou přišroubovanou k boční výztuze, na druhé straně je mezi zvedák a kryt vložena pouze distanční trubička zajištěná šroubovým spojem. Uchycení zvedáku v krytu je zobrazeno na obr. 48.



Obr. 48) Uchycení zvedáku v krytu

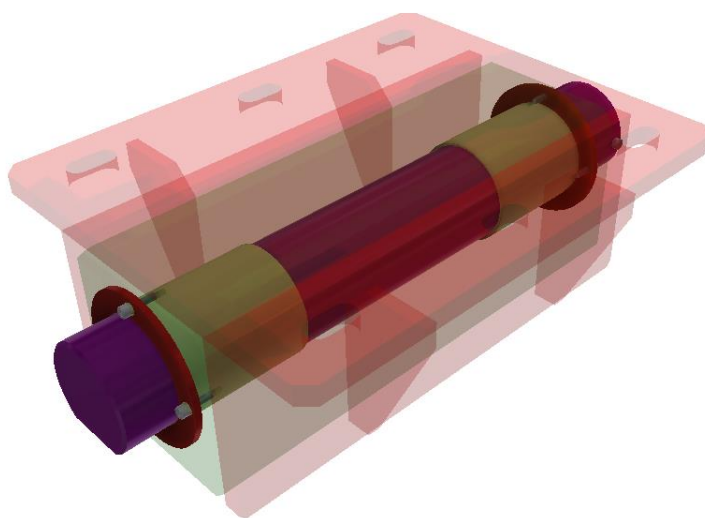
5.2 Výsuvný čep

Druhou částí pojistného mechanismu je výsuvný čep, kterým je dosaženo uložení stolu. Celá sestava je složena z několika základních částí, kterými jsou pojistný čep uložený v konzole uchycené na kotevní desce navařené do rámu stolu. Čep je spojen s pístem aktuátoru, který je pomocí nosné konzoly uchycen na kotevní desku. Konzoly čepu a aktuátoru jsou při montáži nejprve přišroubovány ke kotevním deskám a po přesném ustavení jsou přivařeny. Sestava čepu umístěná na rámu stolu je zobrazena na obr. 49.



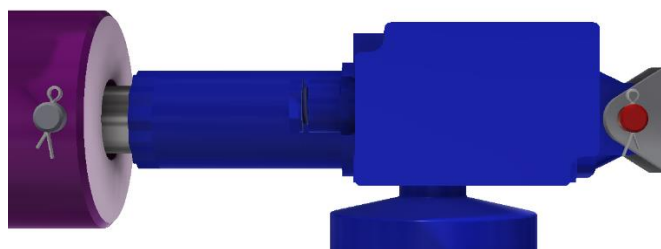
Obr. 49) Uchycení sestavy výsuvného čepu na rámu stolu

Výsuvný čep je uložen ve vodícím pouzdra, které je součástí konzoly pomocí kluzných ložisek PCM 10010560 M. Ložiska jsou proti vysunutí z pouzdra zajištěna kruhovými víčky přišroubovanými na čela pouzdra viz obr. 50.



Obr. 50) Uložení čepu ve vodícím pouzdra

Spojení čepu s pístem akuátoru pro vedeno pomocí spojovacího čepu, který je proti uvolnění zajištěn závlačkami. Stejným způsobem je přichycen i aktuátor k nosné konzoly viz obr 51.



Obr. 51) Spojení aktuátoru s čepem a konzolou

5.2.1 Pohon posuvu čepu

Posuv čepu je zajištěn lineárním aktuátorem. Lineární aktuátory jsou polohovací systémy převádějící rotační pohyb na lineární. Jsou složeny z rotačního AC nebo DC elektromotoru, převodovky a pohybového šroubu. Jedná se v podstatě o lineární posuvovou soustavu s pohybovým šroubem určenou pro malé zdvihy a zatížení, která je sestavena jako jeden celek. [23]

Pro polohování čepu byl vybrán aktuátor ALI2-F-0060-M02 (obr. 52) s jednofázovým asynchronním elektropohonem a trapézovým šroubem. Potřebný zdvih aktuátoru je 55 mm, aby byly pokryty nepřesnosti výroby a montáže navrhovaného zařízení je zvolen zdvih aktuátoru na 60 mm. Aktuátor je dále vybaven mechanickými koncovými spínači a přídatným zabezpečením proti protočení, jelikož posuvný čep není v pouzdu veden. Základní parametry vybraného zařízení jsou uvedeny v tab. 10. [24]



Obr. 52) Aktuátor řady ALI2[25]

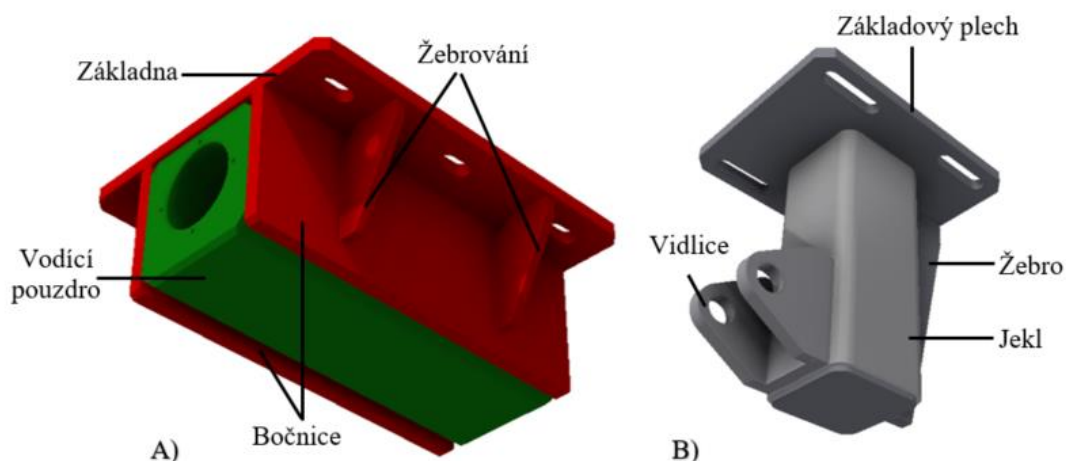
Tab 10) Parametry lineárního aktuátoru ALI2-F-0060-M02 [24]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Maximální zatěžovací síla	500	N
Maximální rychlost	0,070	m·s ⁻¹
Výkon elektromotoru	0,09	kW
Maximální otáčky elektromotoru	2800	min ⁻¹
Napájecí napětí	240	V
Stupeň krytí	IP 55 / IP65	

5.2.2 Konstrukční prvky

Základními konstrukčními prvky mechanismu výsuvného čepu je nosná konzola (obr. 53 A) složená ze základny s drážkováním, na kterou je přivařeno pouzdro s bočnicemi a žebrováním. Po svaření je základna obrobena a jsou vyvrtány funkční otvory.

Druhým základním prvkem je nosná konzola aktuátoru (obr. 53 B). Ta je složena ze základového plechu s drážkováním pro ustavení, na kterou je přivařen jekl s žebrem. Na jekl je přivařena vidlice. Po svaření je základový plech obrobena a jsou vyvrtány funkční otvory. Všechny části obou konzol jsou vyrobeny z oceli ČSN 11523 (dle EN 10027-1 ocel S3553).



Obr. 53) Nosné konzoly mechanismu výsuvného čepu
A) Konzola čepu B) Konzola aktuátoru

Posledním základním prvkem je samotný pojistný čep. Tvar čepu je zřejmý z obr. 54, kdy jeho jeden konec je sražen, aby vznikla rovná ploška pro uložení do pojistné tyče. Na druhém konci je vyvrtáno zahloubení pro zasunutí pístu a otvory pro spojovací čep. Polotovarem čepu je tyč z ušlechtilé oceli 42CrMo4 pro zlepšení mechanických vlastností je čep zakalen.



Obr. 54) Pojistný čep

6 VÝPOČETNÍ ČÁST

Tato kapitola se zabývá kontrolními a návrhovými výpočty základních částí mechanismu. Požadavky a parametry, ze kterých se vychází byly stanoveny v předchozí kapitole. Prvním krokem je určení síly, která působí na jeden pojistný mechanismus. Síla je určena z celkového zatížení a z počtu pojistných mechanismů, kdy pro tento případ jsou použity čtyři zařízení.

Síla působící na jeden pojistný mechanismus:

$$F_j = \frac{F_C}{i_p} \quad (5)$$

kde:

F_C – Celkové zatížení vyvozené hmotností stolu a statický zatížením [N]

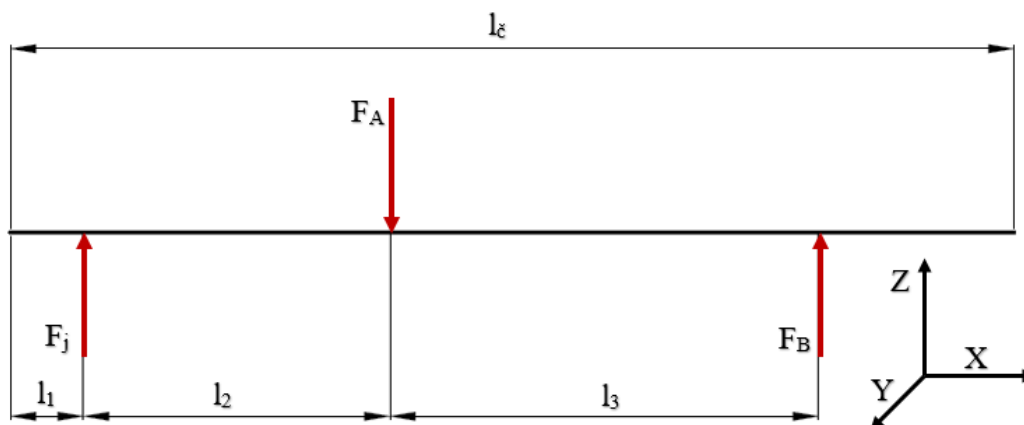
i_p – počet pojistných mechanismů [-]

$$F_j = \frac{421685}{4} = 105421,25 \text{ N}$$

Zatížení jedné pojistné jednotky je tedy rovno 105421 N. V následujících podkapitolách jsou provedeny návrhové výpočty pohybového ústrojí složeného z šroubového zvedáku, pohonu, kuželové převodovky a brzdy. Dále jsou provedeny návrhové a kontrolní pevnostní výpočty pojistné tyče, pojistného čepu, šroubového zvedáku a výpočet návrhu pohonu pojistného čepu. U pevnostních výpočtů je na základě předpokládaného méně častého polohování uvažováno statické zatížení.

6.1 Výpočet pojistného čepu

Síla působící na čepy je způsobena zavěšením stolu na pojistné tyče. Jeden čep je namáhán silou F_j na ohyb, schéma uvolněného čepu pro stanovení vazebních sil a pevnostní výpočet je na obr. 56. Čep je vyroben z materiálu 42CrMo4 + QT, pro zvýšení mechanických vlastností materiálu je čep zakalen. V tab. 11 jsou uvedeny vstupní hodnoty pro výpočet. Mechanické vlastnosti materiálu jsou určeny z literatury [26].



Obr. 56) Schéma uvolněného čepu

Tab 11) Parametry pro pevnostní kontrolu pojistného čepu [26]

<i>Parametr</i>	<i>Značka</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Síla působící na pojistný mechanismus</i>	F_j	105421	N
<i>Průměr čepu</i>	$D_{\check{c}}$	0,080	m
<i>Celková délka čepu</i>	$l_{\check{c}}$	0,540	m
<i>Vzdálenost působení síly od počátku</i>	l_1	0,0125	m
<i>Vzdálenost pouzdra A od působíště síly</i>	l_2	0,1375	m
<i>Vzdálenost pouzdra B od pouzdra A</i>	l_3	0,300	m
<i>Mez kluzu oceli 42CrMo4</i>	R_e	650	MPa

Kontrola čepu kruhového průřezu

Rovnice statické rovnováhy:

$$F_X: F_C = 0 \quad (6)$$

$$F_Z: F_j - F_A + F_B = 0 \quad (7)$$

$$M_{AY}: -F_j \cdot l_2 + F_B \cdot l_3 = 0 \quad (8)$$

Vyjádření sil:

$$F_B = \frac{F_j \cdot l_2}{l_3} \quad (9)$$

$$F_B = \frac{105421 \cdot 0,1375}{0,300} = 48317,958 \text{ N}$$

$$F_A = F_j + F_B \quad (10)$$

$$F_A = 105421 + 48317,958 = 173066,142 \text{ N}$$

Stanovení maximálního ohybového momentu:

$$F_X: N_I = 0 \quad (11)$$

$$F_Z: T_I = F_j \quad (12)$$

$$T_I = 105421 \text{ N}$$

$$M_Y: M_{oI} = F_j \cdot x_I \quad (13)$$

$$M_{oI} = 105421 \cdot 0,1375 = 14495,388 \text{ Nm}$$

Průřezový modul v ohybu pro čep:

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_{\check{c}}^3}{32} \quad (14)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 0,08^3}{32} = 5,02 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí v ohybu čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_{oI}}{W_o} \quad (15)$$

$$\sigma_o = \frac{14495,388}{5,02 \cdot 10^{-5}} = 288,752 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 288,752 \text{ MPa}$$

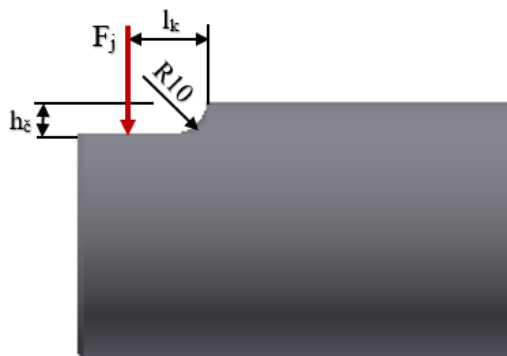
Součinitel bezpečnosti čepu:

$$k_{\check{c}} = \frac{R_{e\check{c}}}{\sigma_o} \quad (16)$$

$$k_{\check{c}} = \frac{650}{288,752} = 2,251$$

Kontrola sraženého čepu v kritickém místě

Jelikož má konec čepu (obr. 57) po sražení tvar kruhové úseče je nejprve nutné určit jeho průřezový modul v ohybu. Při určení modulu vycházíme z polohy těžiště a z hodnot kvadratických momentů k osám. Hodnoty těchto veličin uvedené v tab. 12 byly určeny pomocí programu Autodesk Inventor 2017.



Obr. 57) Kritické místo čepu

Tab 12) Parametry pro pevnostní kontrolu pojistného čepu v kritickém místě [26]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Vzdálenost vrubu od působíště síly F_j	l_k	0,0275	m
Hloubka sražení čepu	$h_{\check{c}}$	0,01	m
Moment setrvačnosti k ose Z	I_Z	$1,958 \cdot 10^{-7}$	m ⁴
Poloha těžiště v ose Z	T_Z	$- 2,647 \cdot 10^{-3}$	m
Součinitel vrubu pro ohyb	α_o	1,5	-

Vzdálenost krajních vláken sražení od těžiště:

$$e_1 = \frac{D_{\check{c}}}{2} - h_{\check{c}} + T_Z \quad (17)$$

$$e_1 = \frac{0,08}{2} - 0,01 + 2,678 \cdot 10^{-3} = 0,327m$$

Průřezový modul v ohybu v kritickém průřezu čepu:

$$W_{oK} = \frac{I_Z}{e_1} \quad (18)$$

$$W_{oK} = \frac{1,958 \cdot 10^{-6}}{0,0327} = 5,988 \cdot 10^{-5}m^3$$

Ohybový moment v kritickém průřezu čepu:

$$M_{oK} = F_j \cdot l_k \quad (19)$$

$$M_{oK} = 105421 \cdot 0,0275 = 2899,078 Nm$$

Napětí ohybu v kritickém průřezu čepu:

$$\sigma_{oK} = \frac{M_{oK}}{W_{oK}} \quad (20)$$

$$\sigma_{oK} = \frac{2899,078}{5,988 \cdot 10^{-5}} = 48,415 \cdot 10^6 Pa = 48,415 MPa$$

Maximální napětí v ohybu v kritickém průřezu čepu:

$$\sigma_{oKmax} = \alpha_o \cdot \sigma_{oK} \quad (21)$$

$$\sigma_{oKmax} = 1,5 \cdot 48,415 = 72,623 MPa$$

Součinitel bezpečnosti v kritickém průřezu čepu:

$$k_k = \frac{R_{eč}}{\sigma_{oKmax}} \quad (22)$$

$$k_k = \frac{650}{72,623} = 8,950$$

Shrnutí výsledků

Podle provedených výpočtů je pojistný čep navrhnut s dostatečnou bezpečností. Výsledky výpočtu jsou shrnuty v tab. 13.

Tab 13) Porovnání provozních a povolených parametrů pojistného čepu

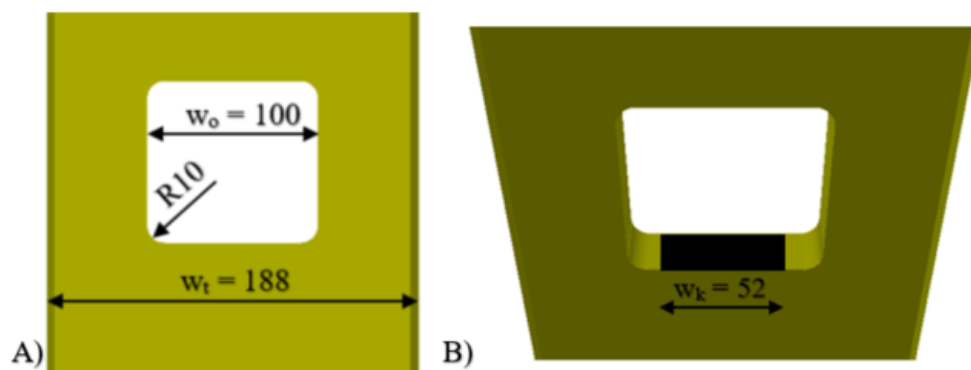
<i>Parametr</i>	<i>Vypočtená (navrhnutá) hodnota</i>	<i>Mezní hodnota</i>
<i>Průměr čepu</i>	80 mm	-
<i>Hloubka sražení</i>	10 mm	-
<i>Napětí v ohybu (max. moment)</i>	288,752 MPa	650 MPa
<i>Napětí v ohybu (vrub)</i>	105,591 MPa	650 MPa

6.2 Výpočet pojistné tyče

Stejně jako při výpočtu čepu zde vycházíme ze statického zatížení způsobeného zavěšením stolu, které má za následek namáhání tyče na tah. Pro návrh tloušťky tyče je vybrán průřez v místě kapsy (obr. 58 A). Tyč je vyrobena z materiálu S35530 (dle ČSN 11 523), jelikož má zvolený materiál horší mechanické vlastnosti než materiál čepu, je nutné kromě namáhání na tah zohlednit i otláčení na kontaktní ploše s čepem (obr. 58 B). Hodnoty pro výpočet jsou uvedeny v tab. Dále je provedeno MKP v místě připojení tyče na matici šroubu.

Tab 14) Parametry pro pevnostní výpočet pojistné tyče [26], [27]

<i>Parametr</i>	<i>Značka</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Síla působící na pojistný mechanismus</i>	F _j	105421	N
<i>Šířka tyče</i>	w _t	0,188	m
<i>Šířka otvoru v tyči</i>	w _o	0,1	m
<i>Mez kluzu oceli S35530</i>	R _{e1}	333	MPa
<i>Koeficient bezpečnosti pro tyč</i>	k _t	1,5	-
<i>Součinitel tvaru pro tah</i>	α _t	2,2	-
<i>Dovolený tlak oceli S35530</i>	p _{dov}	100	MPa
<i>Šířka kontaktní plochy</i>	w _k	0,052	m



Obr. 58) Rozměry pojistné tyče
 A) Kritický průřez B) Styková plocha

Výpočet tloušťky pojistné tyče z hlediska namáhání na tah

Dovolené napětí v kritickém průřezu tyče:

$$\sigma_{dt} = \frac{R_{e1}}{k_t} \quad (23)$$

$$\sigma_{dt} = \frac{333}{1,5} = 166,5 \text{ MPa}$$

Výpočetní tloušťka pojistné tyče – tah:

$$t_{tv} = \frac{F_j}{(w_t - w_o) \cdot \sigma_{dt}} \cdot \alpha_t \quad (24)$$

$$t_{tv} = \frac{105421}{(0,188 - 0,1) \cdot 236,667 \cdot 10^6} \cdot 2,2 = 0,0098 \text{ m}$$

Výpočet tloušťky pojistné tyče z hlediska otláčení

Výpočetní tloušťka pojistné tyče – otláčení:

$$t_{tv2} = \frac{F_j}{p_{dov} \cdot w_k} \quad (25)$$

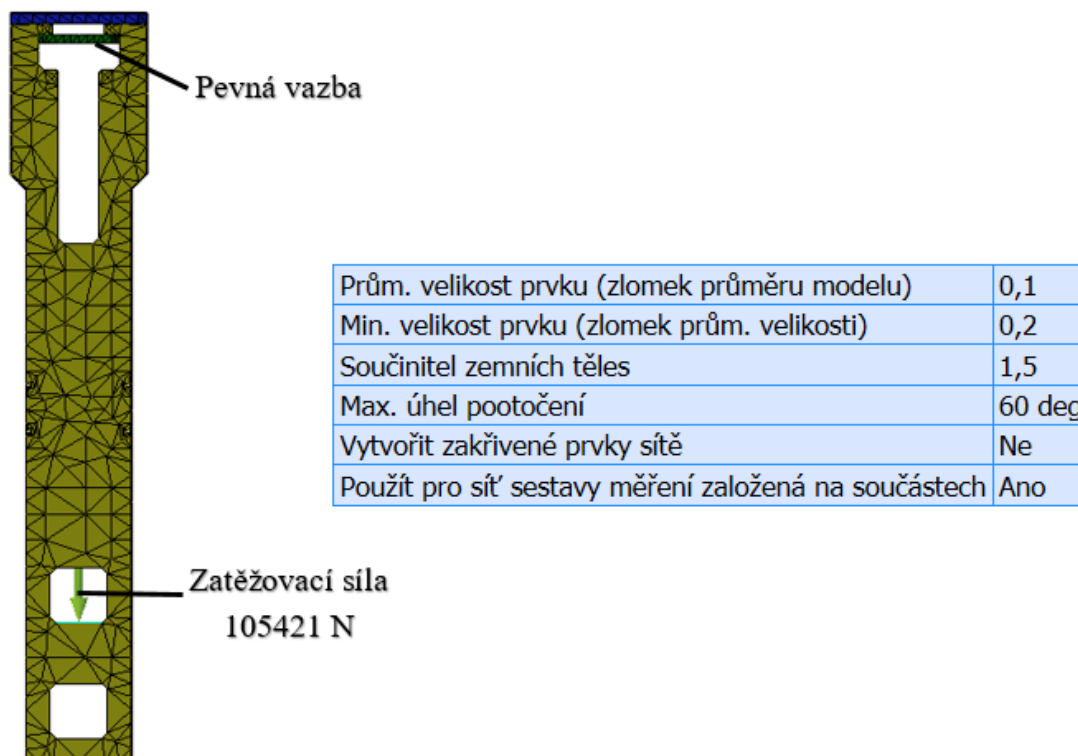
$$t_{tv2} = \frac{105421}{100 \cdot 10^6 \cdot 0,052} = 0,0203 \text{ m}$$

Shrnutí výsledů

Na tloušťku pojistné tyče má největší vliv otláčení stykové ploch, jelikož se jedná o styk dvou rovných ploch je stanovena tloušťka tyče na 0,025 m.

6.2.1 MKP pojistné tyče v místě připojení na matici

V místě připojení tyče na matici šroubu, je vytvořena kapsa, která rozděluje tyč. Zavěšením tyče na matici dochází namáhání na ohyb právě v místě této kapsy. Rozdělený konec tyče je vyztužen, aby bylo dosaženo dostatečné pevnosti tyče. Pevnostní kontrola tohoto prvku byla provedena v programu Autodesk Inventor 2017. Při výpočtu bylo použito automatických funkcí programu. Kontaktní plochy mezi jednotlivými součástmi byly brány jako pevný spoj v celé ploše kontaktu. Mesh byl vygenerován automaticky. Na obr. 59 jsou zobrazeny základní parametry nastavené pro výpočet. Pevná vazba byla umístěna na spodní ploše podkovy, která slouží k uložení na matici. Zatěžující síla byla umístěna na střed spodní plochy kapsy.



Obr. 59) Základní nastavení pevnostního výpočtu

Maximální napětí vychází v místě zúžení kapsy (obr. 60). Ve zbytku pojistné tyče jsou hodnoty napětí podstatně nižší. Maximální napětí podle Von Misesova kritéria bylo určeno na 156,5 MPa. Mez kluzu oceli 11523 je 333 MPa (tab. 14). Výsledný koeficient bezpečnosti v kontrolovaném místě je roven:

$$k_{t2} = \frac{R_{e1}}{\sigma_{VM}} \quad (26)$$

kde:

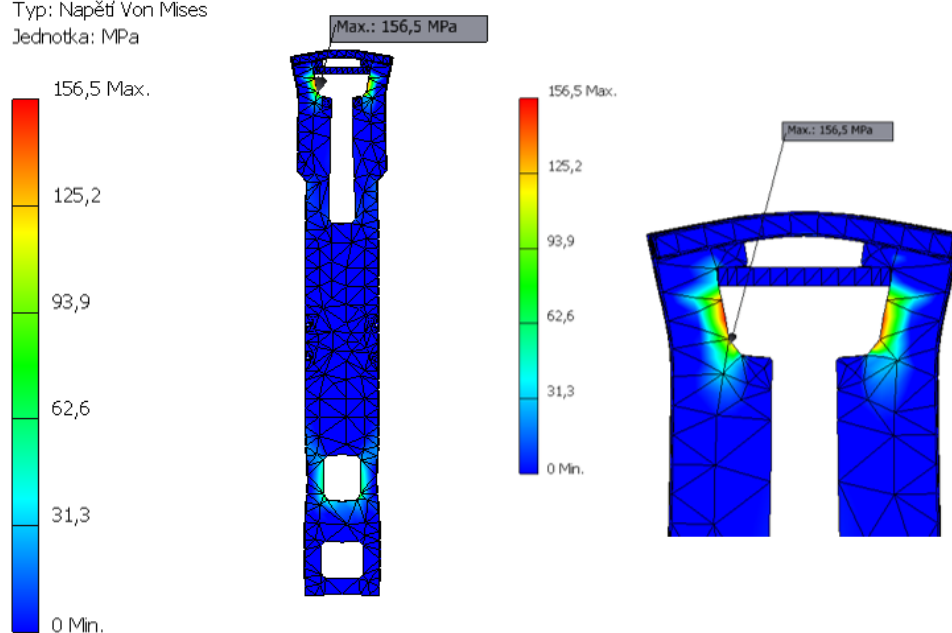
k_{t2} – koeficient bezpečnosti tyče v kritickém místě [-]

R_{e1} – mez kluzu oceli 11523 [MPa]

σ_{VM} – napětí podle Von Misesova kritéria

$$k_{t2} = \frac{333}{156,5} = 2,128$$

Uzly: 11686
 Prvky: 6075
 Typ: Napětí Von Mises
 Jednotka: MPa



Obr. 60) Výpočet napětí v místě připojení tyče na matici šroubu

6.3 Výpočet pohybového ústrojí

Pohybové ústrojí je složeno ze šroubového zvedáku, kuželové převodovky, servopohonu a brzdy. Při návrhu pohybového ústrojí je nutné vzít v potaz velký rozdíl mezi statickým a dynamickým zatížením, kdy statické zatížení je vyvozeno uložením stolu, zatímco dynamické je vyvinuto pouze váhou pojistné tyče a připojovacích konzolí.

6.3.1 Určení pracovního cyklu

Celková pojezdová dráha je 0,240 m, rychlost polohování byla stanovena s ohledem na maximální a nominální otáčky vstupní hřídele šroubového zvedáku. Pracovní cyklus je složen z rozběhu, brzdění a rovnoměrného pohybu. Při stanovení jednotlivých částí cyklu je potřeba najít kompromis mezi velikostí rychlosti, zrychlení (brzdění), dobou přejezdu a velikostí výsledného kroutícího momentu potřebného pro pohon, který je na těchto veličinách závislý.

Postup návrhu cyklu spočívá v provedení odhadu veličin potřebných pro provedení výpočtu a jejich následné optimalizace, aby bylo dosaženo požadovaných hodnot. V tab. 15 jsou uvedeny optimalizované vstupní hodnoty pro výpočet pracovního cyklu.

Tab 15) Parametry pro stanovení pracovního cyklu [15]

<i>Parametr</i>	<i>Značka</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Celková dráha pojezdu</i>	s_c	0,240	m
<i>Polohovací rychlost</i>	v_p	0,025	$m \cdot s^{-1}$
<i>Čas rozběhu (zastavení)</i>	t_a	0,3	s
<i>Nominální otáčky zvedáku</i>	n_{nom}	1500	min^{-1}

Zrychlení (zpomalení):

$$a_r = \frac{v_p}{t_a} \quad (27)$$

$$a_r = \frac{0,025}{0,3} = 0,083 \, m \cdot s^{-2}$$

Dráha ujetá při rozběhu (zastavení):

$$s_a = \frac{1}{2} a_r \cdot t_a^2 \quad (28)$$

$$s_a = \frac{1}{2} \cdot 0,083 \cdot 0,3^2 = 3,75 \cdot 10^{-3} \, m$$

Dráha rovnoměrného pohybu:

$$s_v = s_c - 2 \cdot s_a \quad (29)$$

$$s_v = 0,240 - 2 \cdot 3,75 \cdot 10^{-3} = 0,2325 \, m$$

Čas rovnoměrného pohybu:

$$t_{vr} = \frac{s_v}{v_p} \quad (30)$$

$$t_{vr} = \frac{0,2325}{0,025} = 9,3 \, s$$

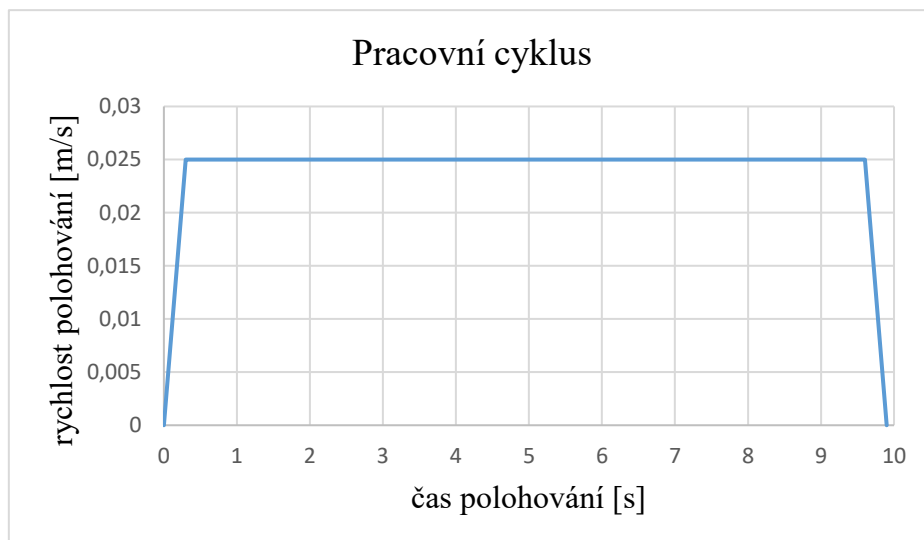
Celkový čas cyklu:

$$t_c = t_{vr} + 2 \cdot t_a \quad (31)$$

$$t_c = 8,5 + 2 \cdot 0,3 = 9,9 \text{ s}$$

Shrnutí výsledků

Na základě zvolené rychlosti $v_p=0,025 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ byly určeny zbývající veličiny potřebné pro stanovení pracovního cyklu (obr. 61) pohonu. Čas potřebný pro přejetí celkové polohovací dráhy $s_c=0,240 \text{ m}$ je roven 9,9 s.



Obr. 61) Pracovní cyklus pohonu

6.3.2 Návrh šroubového zvedáku

Základním prvkem pohybového ústrojí je šroubový zvedák. Zvoleným zvedákem je Z-100-R společnosti Zimm. Hlediska, které je potřeba při návrhu zvedáku zohlednit je pevnostní kontrola při zavěšení stolu do pojistné tyče a maximální otáčky převodovky a šroubu. Hodnoty pro výpočet zvedáku spolu s jeho parametry jsou uvedeny v tab. 16.

Tab 16) Parametry pro návrh šroubového zvedáku [15]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Síla působící na pojistný mechanismus	F_j	105421	N
Váha pojistné tyče s konzolami	m_p	200	kg
Dovolené zatížení zvedáku	F_d	100000	N
Převodový poměr šnekové převodovky	i_{sn}	9:1	-
Velký průměr trapézového šroubu	d_1	55	mm
Střední průměr trapézového šroubu	d_2	50,5	mm
Malý průměr trapézového šroubu	d_3	43,6	mm
Stoupání závitu trapézového šroubu	s_0	9	mm
Kritické otáčky trapézového šroubu	n_{kr}	700	min^{-1}
Součinitel otáček v závislosti na uložení	f_{kr}	1	-
Maximální vstupní otáčky zvedáku	n_{zvmax}	1800	min^{-1}
Výška matice	h	90	mm
Mez kluzu materiálu šroubu (ocel C35)	R_{e2}	370	MPa
Modul pružnosti oceli	E	$210 \cdot 10^9$	Pa
Dovolený tlak v závitech šroubu	p_{zdov}	20	MPa

Kontrola otáček šroubu a zvedáku

Maximální přípustné otáčky šroubu:

$$\begin{aligned} n_{\text{šmax}} &= 0,8 \cdot n_{kr} \cdot f_{kr} \\ n_{\text{šmax}} &= 0,8 \cdot 700 \cdot 1 = 560 \text{ min}^{-1} \end{aligned} \quad (32)$$

Otáčky šroubu:

$$\begin{aligned} n_{\text{š}} &= \frac{v_p}{s_0} \\ n_{\text{š}} &= \frac{0,025}{0,009} = 2,778 \text{ s}^{-1} = 166,667 \text{ min}^{-1} \end{aligned} \quad (33)$$

Kontrola přípustných otáček šroubu:

$$\begin{aligned} n_{\text{š}} &< n_{\text{šmax}} \\ 166,667 &< 560 \rightarrow \text{Šroub vyhovuje} \end{aligned} \quad (34)$$

Otáčky na vstupní hřídeli zvedáku:

$$\begin{aligned} n_{zv} &= i_{\text{šn}} \cdot n_{\text{š}} \\ n_{zv} &= i_{\text{šn}} \cdot n_{\text{š}} = 9 \cdot 166,667 = 1500 \text{ min}^{-1} \end{aligned} \quad (35)$$

Kontrola přípustných otáček zvedáku:

$$\begin{aligned} n_{zv} &< n_{vzmax} \\ 1500 &< 1800 \rightarrow \text{Zvedák vyhovuje} \end{aligned} \quad (36)$$

Kontrola šroubu na tah

Celková síla působící na šroubový zvedák:

$$\begin{aligned} F_{\text{šc}} &= F_j + m_p \cdot g \\ F_{\text{šc}} &= 105421 + 200 \cdot 9,81 = 107383 \text{ N} \end{aligned} \quad (37)$$

Vnitřní průřez šroubu:

$$\begin{aligned} S_{\text{šr}} &= \pi \cdot \frac{d_3^2}{4} \\ S_{\text{šr}} &= \pi \cdot \frac{0,0436^2}{4} = 0,00149 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (38)$$

Napětí v tahu šroubu:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{š}} &= \frac{F_{\text{šc}}}{S_{\text{šr}}} \\ \sigma_{\text{š}} &= \frac{107383}{0,00149} = 72,069 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 72,069 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (39)$$

Výsledný součinitel bezpečnosti šroubu:

$$k_s = \frac{R_{e2}}{\sigma_s} \quad (40)$$

$$k_s = \frac{333}{72,069} = 4,62$$

Kontrola dovoleného tlaku závitech šroubu

Počet závitů v matici

$$n_z = \frac{h}{p} \quad (41)$$

$$n_z = \frac{90}{9} = 10$$

Tlak v závitech

$$p_z = \frac{2 \cdot F_{sc}}{\pi \cdot d_2 \cdot n_z \cdot P} \quad (42)$$

$$p_z = \frac{2 \cdot 107383}{\pi \cdot 0,0505 \cdot 10 \cdot 0,009} = 15,041 \cdot 10^6 Pa = 15,041 MPa \quad (43)$$

Kontrola tlaku v závitech

$$p_z < p_{dov} \quad (44)$$

$$14,76 < 20 \rightarrow Z \text{ hlediska otlačení šroub vyhovuje}$$

Shrnutí výsledků

Ačkoliv je dovolené zatížení zvedáku 100000 N, jsou zvedáky dimenzovány na dynamické zatížení. Maximální zatížení F_{sc} 107383 N způsobené zavěšením stolu je statického charakteru, díky tomu vytipovaný zvedák splňuje podmínky. Vhodnost použití byla ověřena provedením základních pevnostních výpočtů šroubu, tak i výrobcem tedy společností Zimm. Výsledky výpočtů jsou pro přehlednost uvedeny v tab. 17. Kontrola na krut není provedena na základě malého dynamického zatížení.

Tab 17) Porovnání provozních a povolených parametrů zvedáku

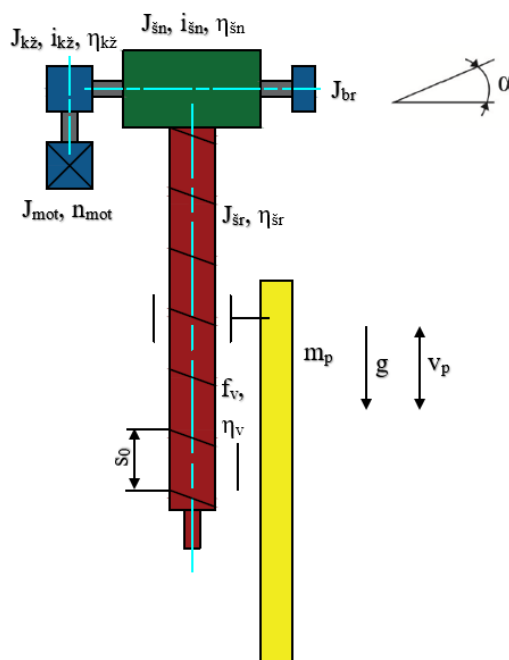
Parametr	Vypočtená hodnota	Mezní hodnota
Otáčky šroubu	166,667 min ⁻¹	560 min ⁻¹
Otáčky na vstupní hřídeli	1500 min ⁻¹	1800 min ⁻¹
Namáhání šroubu na tah	70,61 MPa	333 MPa
Tlak v závitech	14,76 MPa	20 MPa

6.3.3 Návrh pohonu

Výpočet pohonu je proveden podle literatury [28]. Pro pohon pohybového ústrojí byl vybrán servopohon MS2N05 B0BNN Bosch Rexroth. V tab. 18 jsou uvedeny parametry potřebné pro výpočet určené z katalogů výrobců případně pomocí programu Autodesk Inventor Profesional 2017. Na obr. 62 je znázorněn výpočtový model posuvové soustavy se šroubovým zvedákem.

Tab 18) Parametry pro návrh pohonu [15], [16], [17],[18]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Účinnost šnekové převodovky	$\eta_{\text{šn}}$	0,88	-
Účinnost trapézového šroubu	η_{tr}	0,34	-
Účinnost kuželové převodovky	$\eta_{\text{kž}}$	0,98	-
Účinnost kluzného vedení	η_{v}	0,8	-
Převodový poměr šnekové převodovky	$i_{\text{šn}}$	9:1	-
Převodový poměr kuželové převodovky	$i_{\text{kž}}$	2:1	-
Úhel sklonu vedení	α	90	°
Součinitel tření kluzného vedení	f_{v}	0,1	-
Váha pojistné tyče s konzolami	m_{p}	200	kg
Moment setrvačnosti motoru	J_{mot}	$1,7 \cdot 10^{-4}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti šnekové převodovky	$J_{\text{šn}}$	$1,253 \cdot 10^{-3}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti kuželové převodovky	$J_{\text{kž}}$	$2,33 \cdot 10^{-5}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti brzdy	J_{br}	$2,92 \cdot 10^{-4}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$



Obr. 62) Výpočtový model posuvové soustavy se šroubovým zvedákem

Statické hledisko

Celková účinnost soustavy:

$$\eta_c = \eta_{\text{šn}} \cdot \eta_{\text{tr}} \cdot \eta_{\text{kž}} \cdot \eta_{\text{v}} \quad (45)$$

$$\eta_c = 0,88 \cdot 0,34 \cdot 0,98 \cdot 0,8 = 0,234$$

Zatěžující síla:

$$F_p = m_p \cdot g \quad (46)$$

$$F_p = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ N}$$

Moment motoru ze statického hlediska:

$$M_{smot} = \frac{F_p \cdot s_0}{2 \cdot \pi \cdot i_{sn} \cdot i_{kž} \cdot \eta_c} \quad (47)$$

$$M_{smot} = \frac{1962 \cdot 0,009}{2 \cdot \pi \cdot 9 \cdot 2 \cdot 0,232} = 0,673 \text{ Nm}$$

Kinematické hledisko

Pracovní cyklus motoru byl s potřebnými výpočty stanoven v kapitole 4.3.1, kdy lineární zrychlení přesouvaných a_r hmot je rovno 0,083 m·s⁻² a otáčky šroubu n_s jsou rovny 166,667 min⁻¹.

Otáčky motoru

$$n_{mot} = i_{kž} \cdot i_{sn} \cdot n_s \quad (48)$$

$$n_{mot} = 2 \cdot 9 \cdot 2,778 = 50 \text{ s}^{-1} = 3000 \text{ min}^{-1}$$

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{a_1 \cdot 2 \cdot \pi}{s_0} \quad (49)$$

$$\varepsilon_s = \frac{0,083 \cdot 2 \cdot \pi}{0,009} = 58,178 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_{mot} = i_{kž} \cdot i_{sn} \cdot \varepsilon_s \quad (50)$$

$$\varepsilon_{mot} = 2 \cdot 9 \cdot 58,178 = 1047,198 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Dynamické hledisko

Moment setrvačnosti posuvných hmot redukovaný do osy šroubu:

$$J_p = m_p \cdot \left(\frac{s_0}{2 \cdot \pi} \right)^2 \quad (51)$$

$$J_p = 200 \cdot \left(\frac{0,009}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 4,104 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti šroubu

Při stanovení momentu setrvačnosti šroubu je uvažován konstantní průměr po celé délce. Výpočetní průměr je roven střednímu průměru závitu šroubu a hmotnost je určena pomocí programu autodesk Inventor 2017. V tab. 19 jsou uvedeny hodnoty nutné pro výpočet momentu setrvačnosti šroubu.

Tab 19) Parametry pro výpočet momentu setrvačnosti šroubu

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Stření průměr závitu šroubu	d_2	50,5	mm
Hmotnost šroubu	m_s	10	kg

Moment setrvačnosti šroubu:

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot \frac{d_2^2}{4} \quad (52)$$

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot \frac{0,0505^2}{4} = 3,188 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_c = J_{mot} + J_{sn} + J_{kž} + J_{br} + \frac{J_p}{i_{kž}^2 \cdot i_{sn}^2} + \frac{J_s}{i_{kž}^2 \cdot i_{sn}^2} \quad (53)$$

$$J_c = 1,7 \cdot 10^{-4} + 1,253 \cdot 10^{-3} + 2,33 \cdot 10^{-5} + 2,92 \cdot 10^{-4} + \frac{4,104 \cdot 10^{-4}}{2^2 \cdot 9^2} + \frac{3,188 \cdot 10^{-3}}{2^2 \cdot 2^9}$$

$$J_c = 1,75 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment od přesouvaných hmot a odporů.

U svislé osy uvažujeme ztráty vlivem vedení jako nulové, ztráty trapézového šroubu jsou zahrnuty v účinnosti šroubu.

$$M_Z = \frac{m_p \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot s_0}{2 \cdot \pi \cdot i_{sn} \cdot i_{kž} \cdot \eta_{sn} \cdot \eta_{kž} \cdot \eta_{tr}} \quad (54)$$

$$M_Z = \frac{200 \cdot 9,81 \cdot \sin(90) \cdot 0,009}{2 \cdot \pi \cdot 9 \cdot 2 \cdot 0,88 \cdot 0,92 \cdot 0,34} = 0,567 \text{ Nm}$$

Moment motoru z dynamického hlediska:

$$M_{dmot} = J_c \cdot \varepsilon_{mot} + M_Z \quad (55)$$

$$M_{dmot} = 1,75 \cdot 10^{-3} \cdot 1047,198 + 0,567 = 2,399 \text{ Nm}$$

Poměr momentu setrvačnosti redukováného na hřídel motoru a momentu setrvačnosti motoru:

$$\Delta_J = \frac{J_c}{J_{mot}} \quad (56)$$

$$\Delta_J = \frac{1,75 \cdot 10^{-3}}{1,7 \cdot 10^{-4}} = 10,296$$

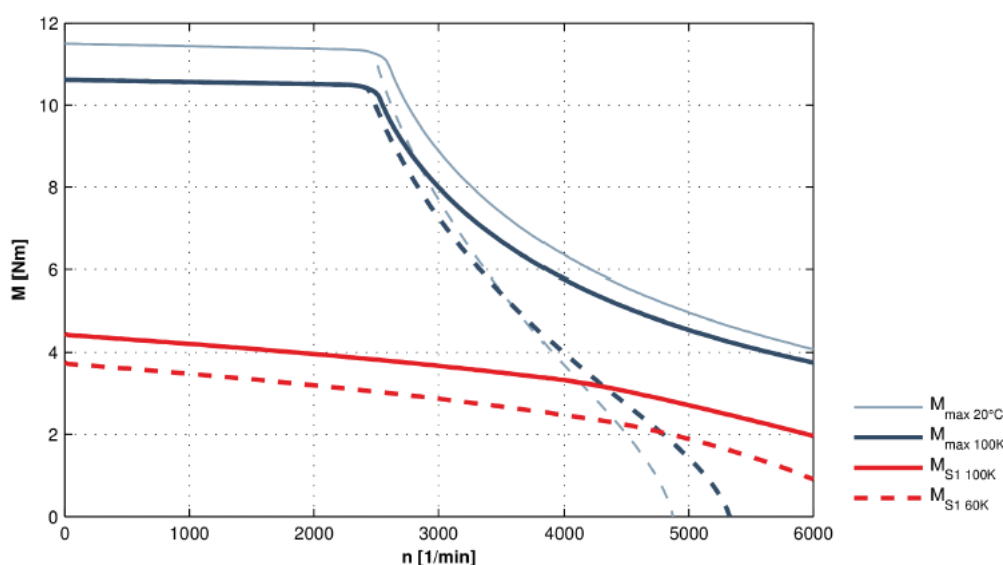
Shrnutí výsledků

Servopohon MS2N05 B0BNN fa. Bosch Rexroth poskytuje maximální krouticí moment 3,75 Nm, z momentové charakteristiky (obr. 63) je zkontrolováno, že pohon poskytuje dostatečný moment při daných otáčkách při uvažování provozního režimu $M_{s1 \ 60K}$. Dalším kritériem je poměr momentu setrvačnosti redukováného na hřídel motoru a momentu setrvačnosti motoru, pro zachování kvalitních dynamických vlastností. Přípustný poměr je dán druhem aplikace

a četností polohování. Pro navrhovanou aplikaci je poměr $\Delta_J = 10,296$ vyhodnocen jako přípustný, ačkoliv se již pohybuje na hraniční mezi. Požadavky na pohon jsou uvedeny v tab. 20. [16]

Tab 20) Požadavky na pohon MS2N05 B0BNN

Parametr	Vypočtená hodnota
Krouticí moment při rozběhu	2,774 Nm
Krouticí moment při konst. otáčkách	1,176 Nm
Konstantní otáčky	3000 min ⁻¹
Poměr momentů setrvačnosti	10,296



Obr. 63) Momentová charakteristika servopohonu MS2N05 B0BNN [16]

6.3.4 Návrh brzdy

Brzda slouží jako bezpečnostní pojistka při případném prokluzu šroubu a šnekové převodovky. Pro tento účel byla vybrána brzda Roba Stop Silenzio firmy Mayr. Velikost brzdy je určena z kroutícího momentu vyvozeného silou $F_{\text{šc}}$, která vzniká zavěšením stolu do pojistné tyče. Vstupní hodnoty pro výpočet jsou uvedeny v tab. 21.

Tab 21) Parametry pro návrh brzdy [14]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Celková síla působící na šroubový zvedák	$F_{\text{šc}}$	107383	N
Převodový poměr šnekové převodovky	$i_{\text{šn}}$	9:1	-
Stoupání závitu šroubu	s_0	0,009	mm

Potřebný brzdňý moment:

$$M_{br} = \frac{F_p \cdot s_0}{2 \cdot \pi \cdot i_{\text{šn}}} \quad (57)$$

$$M_{br} = \frac{107383 \cdot 0,009}{2 \cdot \pi \cdot 9} = 17,091 \text{ Nm}$$

Shrnutí výsledků

Moment na výstupní hřídeli vyvolaný zatížením zvedáku silou F_{sc} je 17,091 Nm, na základě této hodnoty a koeficientu bezpečnosti, který se pohybuje v rozmezí $1-3 \times M_{br}$ byla vybrána brzda Roba Stop Silenzio 32/896.103.30 o brzdém momentu 32 Nm.

6.3.5 Návrh kuželové převodovky

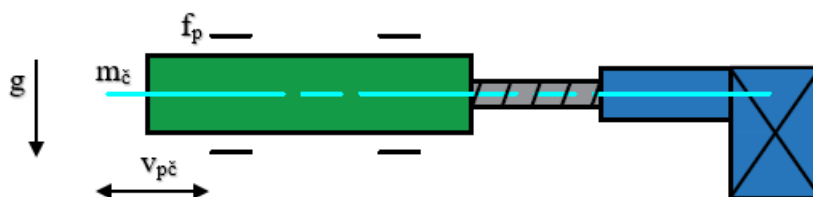
Vstupní moment na kuželové převodovce odpovídá momentu na motoru tedy 1,164 Nm při 3000 ot/min a 2,163 Nm při rozběhu. Podle těchto hodnot byla vybrána kuželová převodovka ATEK V90 s převodovým poměrem 2:1. Maximální výstupní moment je 23 Nm při vstupních otáčkách rovných 3000 ot/min. Navrhnutá převodovka tedy splňuje požadavky. [18]

6.4 Pohon čepu

Posuv čepu je realizován pomocí aktuátoru ALI2-F-0060-M02 MecVel. Výpočtový model posuvové soustavy s aktuátorem je zobrazen na obr. 64, parametry potřebné pro výpočet jsou uvedeny v tab. 22.

Tab 22) Parametry lineárního aktuátoru [23]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Celková dráha posuvu čepu	$s_{\check{c}}$	0,055	m
Čas pro vysunutí čepu	$t_{\check{c}}$	2	s
Čas rozběhu čepu	$t_{a\check{c}}$	0,2s	s
Hmotnost čepu	$m_{\check{c}}$	22	kg
Součinitel tření kluzných pouzder	f_p	0,1	-



Obr. 64) Výpočtový model posuvové soustavy s aktuátorem

Stanovení pracovního cyklu

Polohovací rychlost čepu

Polohovací rychlost čepu byla nejprve stanovena odhadem a poté byla opakovaným výpočtem stanovena na $v_{p\check{c}} = 0,060 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Zrychlení (zpomalení) čepu:

$$a_{\check{c}} = \frac{v_{p\check{c}}}{t_{r\check{c}}} \quad (58)$$
$$a_{\check{c}} = \frac{0,060}{0,2} = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Dráha ujetá při rozběhu (zastavování) čepu:

$$s_{a\check{c}} = \frac{1}{2} a_{\check{c}} \cdot t_{a\check{c}}^2 \quad (59)$$
$$s_{a\check{c}} = \frac{1}{2} \cdot 0,3 \cdot 0,2^2 = 0,006 \text{ m}$$

Dráha rovnoměrného pohybu čepu:

$$s_{vč} = s_{\check{c}} - 2 \cdot s_{a\check{c}} \quad (60)$$

$$s_{vč} = 0,055 - 2 \cdot 0,006 = 0,043 \text{ m}$$

Čas rovnoměrného pohybu:

$$t_{vč} = \frac{s_{vč}}{v_{pč}} \quad (61)$$

$$t_{vč} = \frac{0,043}{0,060} = 0,717 \text{ s}$$

Celkový čas polohování čepu:

$$t_{cč} = t_{vč} + 2 \cdot t_{a\check{c}} \quad (62)$$

$$s_{vč} = 0,717 + 2 \cdot 0,2 = 1,117 \text{ s}$$

Výpočet silového zatížení pohonu

Síla potřebná pro polohování čepu:

$$F_{\check{c}} = m_{\check{c}} \cdot a_{\check{c}} + m_{\check{c}} \cdot g \cdot f_p \quad (63)$$

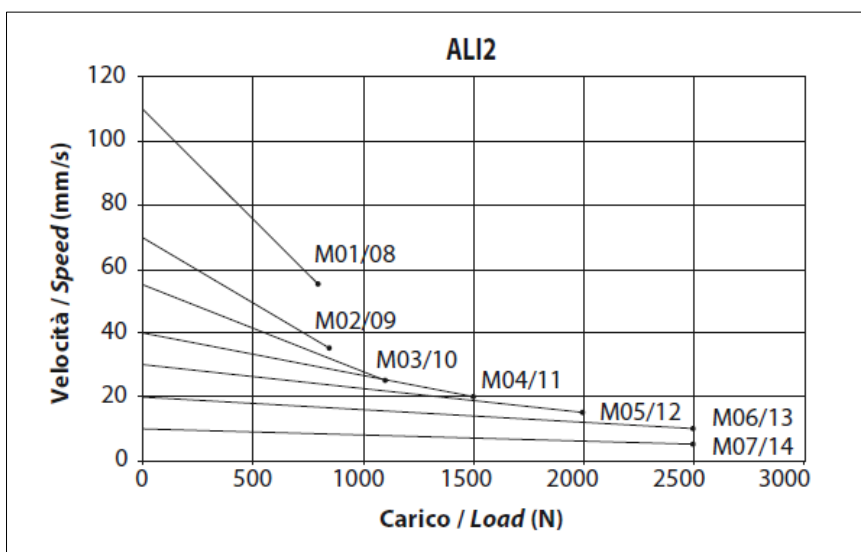
$$F_{\check{c}} = 22 \cdot 0,3 + 22 \cdot 9,81 \cdot 0,1 = 28,182 \text{ N}$$

Shrnutí výsledků

Vybraný aktuátor ALI2-F-0060-M02 s maximálním silovým zatížením 500 N a maximální rychlostí $0,07 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je napájen jednofázovým střídavým napětím, pro tento případ výrobce uvádí snížení výkonu akuátoru. Vypočtené hodnoty zatížení jsou uvedeny v tab. 23. Z provozní charakteristiky uvedené na obr. 65 je zřejmé, že je zvolený aktuátor je dostatečný. [24]

Tab 23) Požadavky na lineární aktuátor ALI2-F-0060-M02

Parametr	Vypočtená hodnota
Síla potřebná pro polohování čepu	28,182 N
Požadovaná rychlost	$0,06 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$



Obr. 65) Provozní charakteristika aktuátoru ALI2-F-M02 [23]

7 VYHODNOCENÍ BEZPEČNOSTI

Nutnou součástí návrhu každého strojního zařízení je i posouzení toho, že navrhované zařízení bude bezpečné. Požadavky na bezpečnost zařízení jsou dány zákony, normami a nařízeními. Každému možnému nebezpečí je nutné navrhnout protiopatření. Posouzením bezpečnosti daného produktu se zabývá analýza rizik, která má za úkol definovat možná nebezpečí, pravděpodobnost jejich výskytu a jejich případný dopad. [8], [26]

V rámci diplomové práce nebude provedena analýza rizik jako taková, ale pouze odhad nebezpečí spjatých s navrhovaným nařízením. Dále jsou popsány přijaté bezpečnostní opatření. Stanovení možných nebezpečí je provedeno na základě normy DIN 56950.

Níže jsou uvedeny základní nebezpečí spojené s používáním pojistného mechanismu v návaznosti na jevištní stůl, pro jehož uložení je zařízení navrženo.

- Nebezpečí rozmačkání – pohyb osob v trajektorii polohování stolů – může dojít k zavalení osoby pohybující se pod polohovaným stole, případně ke zranění přechívajících částí těla osoby pohybující se na polohovaném stole. [8]
- Nedostatečná stabilita – nedostatečné uložení stolu ve všech bodech. [8]
- Nesprávné rozložení zatížení a přetížení – překročení dovoleného zatížení, naložení zátěže pouze na jednu část stolu mající za následek poškození, selhání pojistného mechanismu. [8]
- Srážka několika částí strojních zařízení – kolize stolu s pojistným mechanismem způsobená čepem vysunutým do pojistné polohy, případně jeho vysunutí během polohování stolu. [8]
- Zasažení elektrickým proudem – kontakt osob s částmi, které jsou pod napětím. [8]
- Nebezpečí vyplývající z vibrací – uvolnění šroubových spojů z důvodu mechanického kmitání pohyblivých součástí. [8]
- Přerušování dodávky energie – sjetí mechanismu z požadované polohy, nezastavení mechanismu během polohování. [8]
- Nedovolené používání mechanismu – zásahy do řídicího systému, mající za následek porušení provozních předpisů pojistného mechanismu daných jeho funkčním principem. [8]

Pro výše sepsaná nebezpečí je nutné stanovit bezpečnostní opatření, aby bylo zabráněno jejich vzniku. Opatření jsou následující:

- Nebezpečí rozmačkání – vyznačení zákazu pohybu osob v příslušných místech, na pohybujícím se tedy nezajištěném stole je jízda umožněna pouze oprávněným osobám. Neoprávněným osobám vstup povolen až po uložení stolu v pojistném mechanismu.
- Nedostatečná stabilita – nedostatečnému uložení stolu ve všech pojistných bodech je zajištěno pojistným mechanismem a řídicím systémem. Konec procesu uložení nastává až po signálu, že dochází ke zvýšenému odběru proudu daným zvyšováním kroutícího momentu motoru při přitlačení pojistné tyče na čep.
- Nesprávné rozložení zatížení a přetížení – dokumentace obsahuje předpis dovoleného zatížení na 1 m², všechny části pojistného zařízení je dimenzovány s dostatečnou bezpečností.

- Srážka několika strojních zařízení – vysunutí pojistných čepů z pouzder a polohování stolu je ovládáno nadřazeným řídicím systémem, do kterého může zasahovat pouze pověřená osoba.
- Zasažení elektrickým proudem – všechna elektrická zařízení mají dostatečný stupeň IP55/65 krytí, který zabraňuje vniknutí cizích těles do těchto zařízení. Řídicí prvky jsou umístěny v rozvaděčových skříních v místnostech k tomu určených. Rozvody jsou umístěny mimo dosah osob pohybujících se po jevišti.
- Nebezpečí vyplývající z vibrací – všechny šroubové spoje jsou vybaveny pojistnými podložkami. Hlavní nosné části pojistného mechanismu jsou po ustavení při montáži svařeny. Prvky pohybového ústrojí jsou užívány v provozních oblastech, ve kterých je mechanické kmitání co nejmenší.
- Přerušení dodávky energie – pojistný mechanismus pro polohování využívá samosvorného trapézového šroubu, což zabraňuje samovolnému sjetí břemena. Dále je pohybové ústrojí tohoto mechanismu vybaveno brzdou, která je uvolněna pouze po přivedení elektrického proudu.
- Nedovolené používání mechanismu – řídicí systém je strukturovaný, kdy uživatelská úroveň umožňuje pouze nastavování polohy. Veškerý průběh zajištění řídí nadřazená úroveň, do které má přístup pouze pověřená osoba.

Navrhnutý mechanismus splňuje základní bezpečnostní požadavky.

8 ZÁVĚR

Cílem práce byl konstrukční návrh mechanického jištění polohy hydraulických zdvihacích systémů využívaných v jevištní technice, které umožní zajištění v libovolné poloze zdvihu a rozšíří tak možnosti společnosti Bosch Rexroth v dané oblasti. Dosavadní pojistné mechanismy běžně využívané zadavatelem umožňují zajištění v určitých krocích, daných konstrukcí mechanismu. Zadání bylo blíže specifikováno na návrh pojistného mechanismu pro zdvihací systémy s nepřímým spojením pohonu, který bude složit k dlouhodobému uložení jevištního stolu v libovolné poloze jeho zdvihu.

První část práce se zabývá možnými realizacemi zdvihacích systémů běžně používaných v jevištní technice a způsoby jejich zajištění.

Druhá část práce je věnována přesné specifikaci požadavků, které má navrhovaný mechanismus splňovat. Pro návrh zařízení byl vybrán jeden ze stávajících projektů zadavatele, u kterého je požadavkem zákazníka uložení stolu v libovolné poloze.

Na základě požadavků byly provedeny návrhy možných koncepcí mechanismů. Z navržených koncepcí byla vybrána nejvhodnější varianta, tou se ukázalo být využití stávajícího způsobu jako základu pro nové řešení. Výsledná koncepce tedy byla stanovena na polohovanou pojistnou tyč umístěnou v boční konstrukci stolu a pojistný výsuvný čep umístěný na jevištním stolu. Kdy pro uložení stolu bude použito celkem čtyř pojistných mechanismů. Dále byly určeny způsoby polohování jednotlivých pojistných prvků. Pro výškové přenastavení pojistné tyče byl vybrán šroubový zvedák s trapézovým šroubem poháněný přes kuželovou převodovku servopohonem. Pro polohování čepu byl zvolen lineární aktuátor.

Během vypracování konstrukčního návrhu mechanismu polohované pojistné tyče, byly vytvořeny dvě varianty. První variantou byla polohovaná pojistná tyč nesooušá s pohybovým šroubem. Tato varianta se ukázala být nevhodná z důvodu vzniku velkých klopných momentů působících na celý pojistný mechanismus při uložení stolu. Druhá varianta odstraňuje tuto nevýhodu zavěšením pojistné tyče do osy pohybového šroubu a byla vyhodnocena jako vhodné řešení. Zařízení byla navrhována tak aby se dal jednoduše vestavit do boční konstrukce daného projektu bez nutnosti velkých zásahů.

Při dimenzování základních uzlů bylo vycházeno z maximálního statického zatížení vyvozeného zavěšením plně zatíženého stolu do pojistného mechanismu. Velikost zatížení na jeden pojistný mechanismus byla stanovena na 105421 N. Na základě předpokládané malé četnosti polohování stolu je při výpočtech uvažováno statické zatěžování a jednotlivé prvky jsou navrhovány s dostatečnou bezpečností.

V poslední části byl navržený mechanismus zhodnocen z hlediska bezpečnosti, kdy bylo zjištěno, že navržené řešení splňuje základní bezpečnostní požadavky.

Výsledkem práce je návrh pojistného mechanismu pro hydraulické zdvihací systémy, který umožňuje uložení jevištního stolu v libovolné poloze jeho zdvihu. Součástí práce jsou 3D modely mechanismu polohované pojistné tyče a výsuvného čepu. Dále je připojena výkresová dokumentace vybraných částí.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Spodní scéna nového Divadla Josefa Kajetána Tyla v Plzni. In: *Bosch Rexroth* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/prumyslova-odvetvi/strojirenstvi-a-inzenyring/jevistni-technika/stage-technology-3>
- [2] BOSCH REXROTH. *BDT Petrohrad: Firemní dokumentace*. Brno, 2012.
- [3] BOSCH REXROTH. *Stavovské divadlo: Firemní dokumentace*. Brno, 2017.
- [4] BOSCH REXROTH. *Divadlo Jizdecká Plzeň: Firemní dokumentace*. Brno, 2012.
- [5] TTS. Lower machinery. In: *Ttssyke* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://ttssyke.de/en/lower-machinery>
- [6] Orchestra elevator and stage elevation platforms: Hans Otto Theatre – Potsdam, Germany. In: *SERAPID: Rigid chain technology* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en/node/438/industrial-lifting-systems/scissor-lifts>
- [7] Linklift: Lift system for heavy loads. *SERAPID: Rigid chain technology* [online]. SERAPID [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en/products-and-solutions/linklift-lift-system-heavy-loads>
- [8] *DIN 56950-1: Entertainment technology - Machinery installations - Part 1: Safety requirements and inspection*. 2012
- [9] Hänchen. *Clamping device Ratio-Clamp* [online]. [cit. 2018-02-28]. Dostupné z: <https://www.icfluid.com/wp-content/uploads/2012/10/H%C3%A4nchen-Ratio-Clamp.pdf>
- [10] BOSCH REXROTH. *Cirkus: Firemní dokumentace*. Brno, 2010.
- [11] BOSCH REXROTH. *Aida Helios: Firemní dokumentace*. Brno, 2016.
- [12] BOSCH REXROTH. *Opera Budapešť: Firemní dokumentace*. Brno, 2017.
- [13] Mono-/ Bistabilní solenoidy. *SCHMACHTL* [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <https://www.schmachtl.cz/mono-bistabilni-solenoidy>
- [14] Z series screw jacks. In: *ZIMM: Screw Jack Systems* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://zimmscrewjacks.com/products/z-series-screw-jacks-5-kn-to-1-000-kn>
- [15] ZIMM. *ZIMM Screw Jack Systems catalogue XII 1.1* [online]. 2015 [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <https://zimmscrewjacks.com/downloads/catalogues>
- [16] BOSCH REXROTH. *IndraDyn S: Synchronous Servo Motors MS2N* [online]. 03. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: https://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?language=en-GB&publication=NET&filterMedia-type=1582&search_query=R999000428&search_action=submit
- [17] BOSCH REXROTH. *Frequency Converter EFC 3610, EFC 5610* [online]. 2016 [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: https://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?language=en-GB&publication=NET&filterMedia-type=1593&search_query=R999000429&search_action=submit
- [18] ATEK. *Produktkatalog / Product-Catalogue* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: http://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2016/08/atek_katalog_bevel_type_v.pdf
- [19] KUŽELOVÉ PŘEVODOVKY - TYP V. In: *RAVEO* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/kuzelove-prevodovky-typ-v>
- [20] MAYR. *ROBA-stop-silenzio* [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <https://www.mayr.com/en/products/safety-brakes/roba-stop-silenzio>

- [21] HONEYWELL. *Koncové a bezpečnostní spínače* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.prell.sk/produkty/honeywell/1%20KONCOVE%20SPINACE.pdf>
- [22] 236 Angle roller lever 3K. In: *SCHMERSAL* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.schmersal.net/cat?lang=en&produkt=56z733135sgpwj8ltpr446148kttjn>
- [23] ELEktrický lineární aktuátor / pohon. *LINAK* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.linak.cz/about/?id3=4867>
- [24] MECVEL. *ALI2 Model* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2015/12/ALI2%20KATALOG.pdf>
- [25] ALI2. In: *RAVEO* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/AC-aktuator-ALI2>
- [26] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, xiv, 927 s. : obr., tabulky. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [27] Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel. *E-konstrukter* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezí-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolených-napětí-pro-ocel>
- [28] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. : il. ISBN 978-80-260-6780-1.

10 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

Seznam použitých symbolů

a_r	Zrychlení (zpomalení)	$[m \cdot s^{-2}]$
$D_{\check{c}}$	Průměr čepu	$[m]$
d_1	Velký průměr trapézového šroubu	$[m]$
d_2	Střední průměr trapézového šroubu	$[m]$
d_3	Malý průměr trapézového šroubu	$[m]$
E	Modul pružnosti oceli	$[MPa]$
e_1	Vzdálenost krajních vláken sražení od těžiště	$[m]$
F_A	Vazební reakce v pouzdře A	$[N]$
F_B	Vazební reakce v pouzdře B	$[N]$
$F_{B\check{r}}$	Zatížení vyvolané zkušebním břemenem	$[N]$
F_C	Celkové zatížení vyvozené hmotností stolu a statickým zatížením	$[N]$
$F_{\check{C}}$	Síla potřebná pro polohování čepu	$[N]$
F_D	Dovolené zatížení zvedáku	$[N]$
F_j	Síla působící na pojistný mechanismus	$[N]$
F_p	Zatěžující síla	$[N]$
f_{kr}	Součinitel otáček v závislosti na uložení	$[-]$
$F_{\check{s}c}$	Celková síla působící na šroubový zvedák	$[N]$
f_v	Součinitel tření kluzného vedení	$[-]$
F_U	Užitečné zatížení	$[N]$
h	Výška matice	$[m]$
$h_{\check{c}}$	Hloubka sražení čepu	$[m]$
h_s	Zdvih stolu	$[m]$
$i_{k\check{z}}$	Převodový poměr kuželové převodovky	$[-]$
$i_{\check{s}n}$	Převodový poměr šnekové převodovky	$[-]$
I_Z	Moment setrvačnosti k ose Z	$[m^4]$
J_{br}	Moment setrvačnosti brzdy	$[kg \cdot m^2]$
J_c	Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru	$[kg \cdot m^2]$
$J_{k\check{z}}$	Moment setrvačnosti kuželové převodovky	$[kg \cdot m^2]$
J_{mot}	Moment setrvačnosti motory	$[kg \cdot m^2]$
J_p	Moment setrvačnosti posuvných hmot redukováný od osy šroubu	$[kg \cdot m^2]$
$J_{\check{s}}$	Moment setrvačnosti šroubu	$[kg \cdot m^2]$
$J_{\check{s}n}$	Moment setrvačnosti šnekové převodovky	$[kg \cdot m^2]$
$k_{\check{c}}$	Koeficient bezpečnosti čepu	$[-]$
k_k	Koeficient bezpečnosti v kritickém průřezu čepu	$[-]$
$k_{\check{s}}$	Součinitel bezpečnosti šroubu	$[-]$
k_t	Koeficient bezpečnosti pro tyč	$[-]$
$k_{z\check{k}}$	Koeficient zkušebního zatížení	$[-]$
$l_{\check{c}}$	Celková délka čepu	$[m]$
l_k	Vzdálenost vrubu od působíště síly F_j	$[m]$
l_s	Délka stolu	$[m]$

l_1	Vzdálenost působíště síly od volného konce čepu	[m]
l_2	Vzdálenost pouzdra A od působíště síly	[m]
l_3	Vzdálenost pouzdra B od pouzdra A	[m]
M_{br}	Brzdný moment	[Nm]
M_{dmot}	Moment motoru z dynamického hlediska	[Nm]
M_{oI}	Ohybový moment působící pojistný čep	[Nm]
M_{oK}	Ohybový moment v kritickém průřezu čepu	[Nm]
$m_{\check{c}}$	Hmotnost čepu	[kg]
m_p	Váha pojistné tyče s konzolemi	[kg]
m_s	Váha stolu	[kg]
M_{smot}	Moment motoru ze statického hlediska	[Nm]
m_{st}	Váha statické zátěže působící na celé ploše stolu	[kg]
$m_{\check{s}}$	Hmotnost šroubu	[kg]
M_Z	Moment od přesouvaných hmot a odporů	[Nm]
n_{kr}	Kritické otáčky trapézového šroubu	[min ⁻¹]
n_{mot}	Otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_{nom}	Nominální otáčky zvedáku	[min ⁻¹]
$n_{\check{s}}$	Otáčky šroubu	[min ⁻¹]
$n_{\check{s}max}$	Maximální přípustné otáčky šroubu	[min ⁻¹]
n_z	Počet závitů v matici	[-]
n_{zvmax}	Maximální vstupní otáčky zvedáku	[min ⁻¹]
n_{zv}	Otáčky na vstupní hřídeli zvedáku	[min ⁻¹]
p_{dov}	Dovolený tlak oceli S35530	[MPa]
p_z	Tlak v závitech šroubu	[MPa]
p_{zdov}	Dovolený tlak v závitech šroubu	[MPa]
q_{st}	Maximální statická zátěž stolu	[kg·m ⁻²]
R_e	Mez kluzu oceli 42CrMo4	[MPa]
R_{e1}	Mez kluzu oceli S35530	[MPa]
R_{e2}	Mez kluzu materiálu šroubu (ocel C35)	[MPa]
s_a	Dráha ujetá při rozběhu (zastavení)	[m]
s_c	Celková dráha pojezdu	[m]
$s_{\check{c}}$	Celková dráha posuvu čepu	[m]
s_s	Celková užitná plocha stolu	[m ²]
$S_{\check{s}r}$	Vnitřní průřez šroubu	[m ²]
s_v	Dráha rovnoměrného pohybu	[m]
s_0	Stoupání závitu trapézového šroubu	[m]
\check{s}_s	Šířka stolu	[m]
t_a	Čas rozběhu (zastavení)	[m]
t_c	Celkový čas cyklu	[m]
$t_{\check{c}}$	Čas pro vysunutí čepu	[m]
t_v	Výpočetní tloušťka pojistné tyče - tah	[m]
t_{v2}	Výpočetní tloušťka pojistné tyče - otláčení	[m]
t_{vr}	Čas rovnoměrného pohybu	[m]
T_z	Poloha těžiště v ose Z	[m]
v_s	Rychlost polohování stolu	[m·s ⁻¹]
v_p	Polohovací rychlost	[m·s ⁻¹]
w_k	Šířka kontaktní plochy	[m]

W_o	Průřezový modul v ohybu pro čep	[m ³]
w_o	Šířka otvoru v tyči	[m]
W_{oK}	Průřezový modul v kritickém průřezu čepu	[m ³]
w_t	Šířka tyče	[m]
α	Úhel sklonu vedení	[°]
α_o	Součinitel vrubu pro ohyb	[-]
α_t	Součinitel vrubu pro tah	[-]
ΔJ	Poměr momentů setrvačnosti	[-]
ε_{mot}	Úhlové zrychlení motoru	[rad·s ⁻²]
ε_{ξ}	Úhlové zrychlení šroubu	[rad·s ⁻²]
σ_{dt}	Dovolené napětí v kritickém průřezu tyče	[MPa]
σ_o	Napětí v ohybu čepu	[MPa]
σ_{oK}	Napětí v ohybu v kritickém průřezu čepu	[MPa]
σ_{oKmax}	Maximální napětí v ohybu v kritickém průřezu čepu	[MPa]
σ_{ξ}	Napětí v tahu šroubu	[MPa]
η_c	Celková účinnost soustavy	[-]
$\eta_{kž}$	Účinnost kuželové převodovky	[-]
η_l	Účinnost ložiska	[-]
$\eta_{šn}$	Účinnost šnekové převodovky	[-]
η_{tr}	Účinnost trapézového šroubu	[-]
η_v	Účinnost kluzného vedení	[-]

Seznam obrázků

Obr. 1)	Spodní scéna nového Divadla Josefa Kajetána Tyla v Plzni [1].....	17
Obr. 2)	Přímé napojení pohonu	18
Obr. 3)	Jevištní stůl s nepřímým spojením pohonu [4]	19
Obr. 4)	Pohon lanových navijáků rotačními hydromotory [5]	19
Obr. 5)	Pohon s tlačnými řetězy [6]	20
Obr. 6)	Zdvihací systémem Linklift fa. Serapid [7]	20
Obr. 7)	Jištění polohy pomocí mechanicko-hydraulické brzdy [3]	21
Obr. 8)	Řez brzdou firmy Hänchen [9].....	22
Obr. 9)	Jištění polohy pomocí klešťového mechanismu [2]	23
Obr. 10)	Jištění polohy pomocí výsuvných čepů [4]	23
Obr. 11)	Jištění polohy pomocí výkyvné hlavy [10]	24
Obr. 12)	Jištění polohy zdvihacích systémů s tlačnými řetězy [11]	24
Obr. 13)	Boční konstrukce [12]	28
Obr. 14)	Vedení jevištních stolů [12]	28
Obr. 15)	Možnosti posuvu čepu	29
Obr. 16)	Polohování čepu lineárním aktuátorem – návrhové schéma.....	29
Obr. 17)	Polohování čepu přímočarými pohony – návrhové schéma	30
Obr. 18)	Bistabilní solenoid fa. KENDRION [13].....	30
Obr. 19)	Možnosti realizace polohového úložného prvku	31
Obr. 20)	Polohovaná pojistná tyč – návrhové schéma	32
Obr. 21)	Polohovaná úložná konzola – návrhové schéma.....	32
Obr. 22)	Zajištění stolu – krok č. 2.....	35
Obr. 23)	Zajištění stolu – krok č. 3.....	35
Obr. 24)	Zajištění stolu – krok č. 4.....	36
Obr. 25)	Zajištění stolu – krok č. 5.....	36
Obr. 26)	Polohovaná pojistná tyč – varianta č. 1.....	37
Obr. 27)	Umístění varianty č. 1 v boční konstrukci	38
Obr. 28)	Řez mechanismem varianty č. 1	39
Obr. 29)	Polohovaná pojistná tyč – varianta č. 2.....	39
Obr. 30)	Umístění varianty č. 2 v boční konstrukci	40
Obr. 31)	Spojení nosníku boční konstrukce a připojovacího nosníku.....	40
Obr. 32)	Umístění koncových spínačů	41
Obr. 33)	Zavěšení šroubu na matici.....	41
Obr. 34)	Sestava pohybového ústrojí	42
Obr. 35)	Šroubový zvedák - řada Z-S fa. Zimm [14]	42
Obr. 36)	Synchronní servopohony MS2N fa. Bosch Rexroth [16]	43
Obr. 37)	Měníče frekvence řady FC5610 fa. Bosch Rexroth [17]	44
Obr. 38)	Kuželová převodovka řady V fa. Atek [19].....	44
Obr. 39)	Divadelní brzda Roba-stop silenzio dual [20]	45
Obr. 40)	Koncový spínač T3K 236-02z fa. SCHMERSAL [22]	46
Obr. 41)	Kapsy pojistné tyče	46
Obr. 42)	Segment pojistné tyče	46
Obr. 43)	Segment tyče s připojovací podkovou a výztuhami	47
Obr. 44)	Připojovací nosník	47
Obr. 45)	Hlavní vedení	48

Obr. 46)	Pomocné vedení	48
Obr. 47)	Kryt zvedáku	49
Obr. 48)	Uchycení zvedáku v krytu.....	49
Obr. 49)	Uchycení sestavy výsuvného čepu na rámu stolu.....	50
Obr. 50)	Uložení čepu ve vodím pouzdru	50
Obr. 51)	Spojení aktuátoru s čepem a konzolou.....	51
Obr. 52)	Aktuátor řady ALI2[25]	51
Obr. 53)	Nosné konzoly mechanismu výsuvného čepu	52
Obr. 54)	Pojistný čep	52
Obr. 56)	Schéma uvolněného čepu.....	53
Obr. 57)	Kritické místo čepu	55
Obr. 58)	Rozměry pojistné tyče.....	57
Obr. 59)	Základní nastavení pevnostního výpočtu.....	58
Obr. 60)	Výpočet napětí v místě připojení tyče na matici šroubu.....	59
Obr. 61)	Pracovní cyklus pohonu	61
Obr. 62)	Výpočtový model posuvové soustavy se šroubovým zvedákem	64
Obr. 63)	Momentová charakteristika servopohonu MS2N05 B0BNN [16].....	67
Obr. 64)	Výpočtový model posuvové soustavy s aktuátorem	68
Obr. 65)	Provozní charakteristika aktuátoru ALI2-F-M02 [23].....	69

Seznam tabulek

Tab 1)	Základní parametry pro návrh zařízení	27
Tab 2)	Odhad ceny provedení s pojistnou tyčí.....	33
Tab 3)	Odhad ceny provedení úložnou konzolí	33
Tab 4)	Vyhodnocení varianty s pojistnou tyčí	34
Tab 5)	Vyhodnocení varianty s úložnou konzolí	34
Tab 6)	Základní parametry šroubového zvedáku Z-100-R-Tr55x9-240 [15]	43
Tab 7)	Základní parametry servomotoru MS2N05-B0BNN [16]	43
Tab 8)	Základní parametry převodovky V90 fa. Atek [18].....	44
Tab 9)	Základní parametry brzdy Roba Stop Silenzio 32/896.103.30 [20]	45
Tab 10)	Parametry lineárního aktuátoru ALI2-F-0060-M02 [24].....	51
Tab 11)	Parametry pro pevnostní kontrolu pojistného čepu [26].....	54
Tab 12)	Parametry pro pevnostní kontrolu pojistného čepu v kritickém místě [26]....	55
Tab 13)	Porovnání provozních a povolených parametrů pojistného čepu	56
Tab 14)	Parametry pro pevnostní výpočet pojistné tyče [26], [27]	56
Tab 15)	Parametry pro stanovení pracovního cyklu [15]	60
Tab 16)	Parametry pro návrh šroubového zvedáku [15]	61
Tab 17)	Porovnání provozních a povolených parametrů zvedáku	63
Tab 18)	Parametry pro návrh pohonu [15], [16], [17],[18]	64
Tab 19)	Parametry pro výpočet momentu setrvačnosti šroubu	66
Tab 20)	Požadavky na pohon MS2N05 B0BNN	67
Tab 21)	Parametry pro návrh brzdy [14]	67
Tab 22)	Parametry lineárního aktuátoru [23]	68
Tab 23)	Požadavky na lineární aktuátor ALI2-F-0060-M02	69

11 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č.1 tištěná – výkresy vybraných částí

Příloha č. 2 elektronická – 3D model, výkresy vybraných částí